

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA
OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA ENERGETIKY

Chlazení budovy s tepelným čerpadlem

Cooling of the Building with a Heat Pump

Autor práce:

Lukáš Pustka

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Mojmír Vrtek,
Ph.D.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Pustka**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: Chlazení budovy s tepelným čerpadlem
Cooling of the Building with a Heat Pump
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete a porovnejte možné varianty chlazení vybrané budovy v letním období, je-li budova vybavena tepelným čerpadlem země – voda (vrty) nebo tepelným čerpadlem vzduch – voda.
Zároveň proveďte rozvahu o využití odpadního tepla při chlazení. Porovnání proveďte z energetického i ekonomického hlediska.
Grafická část práce bude obsahovat schémata a dispoziční řešení jednotlivých variant.

Seznam doporučené odborné literatury:

NOVÝ, R. a kol. *Technika prostředí*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. 267 s. ISBN 80-01-03492-5.
PETRÁK, J.; PETRÁK, M. *Tepelná čerpadla*. Praha: ČVUT Praha, 2004. 245 s. ISBN 80-01-03126-8.
TURNER, W. C. *Energy Management Handbook*. 5. vydání. Lilburn: The Fairmont Press, Inc., 1997. 400 s. ISBN: 0-13-728098-X.
MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. 2. vyd. New York: John Wiley & Sons Inc., 1992. 844 s. ISBN 0470030372.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5.2019



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ведоми, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ведоми, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2019



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Pustka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Palkovice, Myslík 16
73941 Palkovice

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PUSTKA L. Chlazení budovy s tepelným čerpadlem. Diplomová práce. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2019. (108) s. Vedoucí práce: Vrtek, M.

V diplomové práci se zabírám problematikou návrhu chlazení tepelným čerpadlem vzduch/voda a země/voda. V práci se věnuji rešerši v oblasti tepelných čerpadel, popisu jejich systémů a problematikou chlazení. V praktické části jsem se zabýval návrhem chladicího stropu pro dané místnosti, dále pak energetickým a ekonomickým zhodnocením, které jsem provedl na příkladu klimatického roku. Výstupem práce je návrh tepelného čerpadla určeného pro vytápění a chlazení daného objektu.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

PUSTKA L. Cooling of the Building with a Heat Pump. Master Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2019. (108) s. Vedoucí práce: Vrtek, M.

The master thesis deals with the design of the air/water and ground/water heat pump cooling. In this work i deal with research in the fields of heat pumps, description of their systems and problematice of cooling. In the practical part i deal with the design of the cooling ceiling for the given rooms, then with the energy and economic evaluation, which i did on the example of the climatic year. The output of the work is a suggestion of the heat pump designed for heating and cooling of the object.

Obsah

Anotace bakalářské práce	5
annotation of BACHELOR thesis	5
Obsah.....	6
Seznam použitých veličin a zkratk	9
1. Úvod.....	13
2. Princip tepelného čerpadla	14
2.1. Princip tepelného čerpadla z pohledu termodynamiky	15
2.2. Druhý zákon termodynamiky	16
2.3. Topný faktor	16
2.4. Ekvitermní regulace.....	17
3. Tepelné čerpadlo.....	18
3.1. Základní rozdělení tepelných čerpadel	18
4. Charakteristika budovy	21
4.1. Klimatické údaje	21
4.2. Dispoziční řešení objektu.....	21
4.3. Složení stavebních konstrukcí	21
4.4. Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí.....	22
5. Tepelné zisky a ztráty	24
5.1. Výpočet tepelných zisků	24
5.1.1. Tepelné zisky od lidí.....	25
5.1.2. Tepelné zisky od svítidel	25
5.1.3. Tepelné zisky od elektrických zařízení	26

5.1.4.	Tepelné zisky okny radiací	26
5.1.5.	Tepelné zisky okny prostupem tepla	33
5.1.6.	Tepelné zisky vnějšími stěnami	33
5.1.7.	Tepelné zisky z neklimatizovaných prostor.....	35
5.1.8.	Tepelné zisky přívodem větracího vzduchu	36
5.1.9.	Výsledný tepelný zisk	37
5.2.	Výpočet tepelných ztrát	38
5.2.1.	Výpočet tepelné ztráty prostupem	38
5.2.2.	Výpočet tepelné ztráty větráním	39
6.	Chladicí systémy	41
6.1.	Stropní chlazení.....	41
6.1.1.	Základní typy chladicích stropů	42
6.2.	Sdílení tepla v prostoru s chladicím stropem	43
6.3.	Riziko kondenzace	43
6.4.	Zvolený chladicí systém.....	44
6.5.	Výpočet chladicího stropu.....	47
6.6.	Ukázkový výpočet výkonu chladicího stropu	53
6.7.	Ukázkový výpočet hydrauliky chladicího stropu	55
6.8.	Kontrola vzniku kondenzace	57
7.	Návrh zdroje a akumulace chladu.....	60
7.1.	Volba tepelného čerpadla	60
7.2.	PremiumLine 10E	61
7.2.1.	Akumulační nádrž a zásobník teplé vody	63
7.2.2.	Regulace.....	64

7.2.3.	Pasivní chlazení	65
7.2.4.	Aktivní chlazení	65
7.3.	AIR X	66
7.3.1.	Akumulační nádrž a zásobník teplé vody	68
7.3.2.	Regulace	69
7.3.3.	Chlazení	70
8.	Energetická a ekonomická bilance	72
8.1.	Energetická bilance	72
8.1.1.	Výpočet tepelných zisků	72
8.1.2.	Výpočet tepelných ztrát	74
8.2.	Ekonomická bilance	78
8.2.1.	Stanovení ročních cen vytápění	80
8.2.2.	Stanovení pořizovacích nákladů na TČ	82
9.	Závěr	84
	Zdroje	85
	Seznam obrázků	88
	Seznam tabulek	90
	Seznam grafů	91
	Seznam rovnic	92
	Seznam příloh	95
	Seznam příloh na CD	95

Seznam použitých veličin a zkratk

Zkratka/symbol	Jednotka	Definice
1. NP	[-]	První nadzemní patro
1. PP	[-]	První podzemní patro
2. NP	[-]	Druhé nadzemní patro
d_i	[-]	Tloušťka i-té konstrukce
R_i	$[m^2/W \cdot K]$	Odpor přestupu tepla i-té konstrukce
R_{se}	$[m^2/W \cdot K]$	Odpor přestupu tepla na vnější straně konstrukce
R_{si}	$[m^2/W \cdot K]$	Odpor přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce
SDK	[-]	Sádrokarton
U_k	$[W/m^2 \cdot K]$	Součinitel prostupu tepla konstrukcí
λ	$[W/m \cdot K]$	Součinitel tepelné vodivosti
c	[m]	Hloubka okna vzhledem k horní stínící desce
c	$[J/kg \cdot K]$	Měrná tepelná kapacita vzduchu
c_0	[-]	Korekce na čistotu atmosféry
c_1	[-]	Součinitel současnosti používání
c_2	[-]	Zbytkový součinitel
c_3	[-]	Součinitel průměrného zatížení zdroje
d	[m]	Hloubka okna
e_1	[m]	Délka okenního stínu
e_2	[m]	Délka okenního stínu
f	[m]	Odstup svislé části okna od slunolamů
g	[m]	Odstup vodorovné části okna od slunolamů
h	[°]	Výška slunce
H	[m]	Výška zasklené části okna
$h_{n,m}$	[m]	Nadmořská výška
I_0	$[W/m^2]$	Intenzita sluneční radiace procházející jednoduchým zasklením
I_{0d}	$[W/m^2]$	Intenzita difuzní sluneční radiace procházející jednoduchým zasklením
i_d	[-]	Počet dětí
I_d	$[W/m^2]$	Intenzita difuzní sluneční radiace
I_D	$[W/m^2]$	Intenzita přímé sluneční radiace na orientovanou plochu
I_{DK}	$[W/m^2]$	Intenzita přímé sluneční radiace
i_m	[-]	Počet mužů
i_z	[-]	Počet žen
L	[m]	Délka zasklené části okna
M	[-]	Číslo měsíce
M	[kg]	Hmotnost konstrukcí pro akumulaci tepla
n	[-]	Počet hodin výpočtu
n_0	[-]	Počet oken
P	[W]	Příkon svítidel, resp. Elektrických zařízení
Q_c	[W]	Maximální celkový tepelný zisk klimatizovaného prostoru
Q_{el}	[W]	Tepelný zisk od elektrických zařízení
Q_L	[W]	Tepelný zisk od lidí

Q_l	[W]	Tepelný zisk přívodem větracího vzduchu
Q_{np}	[W]	Tepelný zisk z neklimatizovaných prostor
Q_{or}	[W]	Tepelný zisk okny radiací
$Q_{or,m}$	[W]	Průměrná hodnota tepelných zisků sluneční radiací
Q_{ori}	[W]	Prostup tepla okny radiací
Q_s	[W]	Tepelný zisk vnějšími stěnami
Q_{sv}	[W]	Tepelný zisk od svítidel
s	[-]	Stínící součinitel
S	[m ²]	Plocha konstrukce
S_o	[m ²]	Osvětlená plocha
S_{os}	[m ²]	Osluněná plocha okna
T_D	[-]	Celkový poměr propustnosti sluneční radiace dvojsklem
T_d	[-]	Celkový poměr propustnosti difuzní sluneční radiace dvojsklem
t_e	[°C]	Vnější výpočtová teplota
t_i	[°C]	Vnitřní teplota vzduchu
t_p	[°C]	Teplota přiváděného vzduchu
$t_{r,i}$	[°C]	Rovnocenná sluneční teplota pro kolmo orientovanou plochu
$t_{r,m}$	[°C]	Průměrná sluneční teplota na kolmou plochu
U_{ok}	[W/m ² *K]	Součinitel prostupu tepla oknem
V_l	[m ³ /s]	Objemový tok přiváděného vzduchu
z	[-]	Součinitel znečištění atmosféry
α	[°]	Sluneční azimut
α_e	[W/m ² *K]	Součinitel přestupu tepla na vnější straně
δ	[°]	Sluneční deklinace
ΔQ	[W]	Snížení maximální hodnoty tepelných zisků od oslunění oken
Δt	[K]	Maximální povolené překročení teploty v klimatizovaném prostoru
ε	[-]	Součinitel poměrné tepelné pohltivosti
η_{zzT}	[-]	Účinnost zpětného získávání tepla
ρ	[kg/m ³]	Hustota vzduchu
τ	[h]	Čas výpočtu
θ	[°]	Úhel mezi normálou osluněného povrchu svislé stěny a směrem slunečních paprsků
θ_T	[W]	Celková tepelná ztráta
$\theta_{T,i}$	[W]	Tepelná ztráta prostupem
$\theta_{tep.vazeb}$	[W]	Tepelná ztráta prostupem tepelnými vazbami
θ_v	[W]	Tepelná ztráta větráním
A_p	[m]	Šířka aktivního panelu
B_p	[m]	Délka aktivního panelu
C_{H2O}	[J/kg*K]	Měrná tepelná kapacita vody
C_{panel}	[J/kg*K]	Měrná tepelná kapacita panelu
d_e	[m]	Vnější průměr potrubí

d_h	[m]	Hydraulický průměr potrubí
d_{hmin}	[m]	Minimální hydraulický průměr pojistného potrubí
DN	[mm]	Světlý průměr potrubí
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
h	[m]	Výška vodního sloupce
H	[m]	Dopravní výška čerpadla
k	[mm]	Drsnost potrubí
L_p	[m]	Délka hadu na jednom chladicím panelu
l_{rov}	[m]	Délka rovného úseku chladicího hadu
m	[m ⁻¹]	Charakteristické číslo stropního podhledu
\dot{m}	[kg/s]	Hmotnostní průtok vody v potrubí
n	[-]	Počet řad trubek chladicího hadu
n	[-]	Počet i-panelových bloků
P	[W]	Maximální výkon zdroje
p_{atm}	[Pa]	Atmosférický tlak
p_{dA}	[Pa]	Hydrostatický absolutní tlak
p_{hdov}	[Pa]	Nejvyšší dovolený přetlak vody v soustavě
p_{hdovA}	[Pa]	Nejvyšší dovolený absolutní tlak
P_O	[W]	Pojistný výkon
p_{ot}	[Pa]	Otevírací tlak pojistného ventilu
Q_{CH}	[W]	Výkon chladicího stropu
$Q_{CH,i}$	[W]	Chladicí výkon i-panelového bloku
$q_{CH,i}$	[W/m]	Měrný chladicí výkon hadu i-panelového bloku
$Q_{CH,max}$	[W]	Maximální chladicí výkon
R	[m]	Poloměr zahnutí hadice
R	[Pa/m]	Měrná tlaková ztráta třením
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
R_{vzd}	[m ² *K/W]	Odpor přestupu tepla nevětranou vzduchovou mezerou
S_h	[m ²]	Hydraulický průřez
$S_{CH,i}$	[m ²]	Chladicí plocha i-tého počtu propojených panelů
s_i	[m]	Tloušťka vrstvy materiálu pod osou trubek
S_o	[mm ²]	Skutečný průřez sedla pojistného ventilu
S'_o	[mm ²]	Návrhový minimální průřez sedla pojistného ventilu
S_p	[m ²]	Plocha aktivního panelu
S_{vzd}	[m]	Šířka vzduchové mezery
t_{in}	[°C]	Teplota chladicího média na vstupu do chladicího hadu
t_m	[°C]	Střední teplota chladicího média
t_{min}	[°C]	Teplota na vnější stěně přívodní trubky chladicího hadu
t_p	[°C]	Teplota povrchu podhledu na straně do místnosti
t_R	[°C]	Teplota rosného bodu
TUV	[-]	Teplá užitková voda
V_e	[l]	Návrhový objem expanzní nádoby

w	[m/s]	Rychlost proudění vody v potrubí
α_p	[W/m ² *K]	Součinitel přestupu tepla na straně do místnosti
α_{pb}	[W/m ² *K]	Součinitel přestupu tepla konvekcí na vrchní straně podhledu
α_w	[-]	Výtokový součinitel
δ_{panel}	[m]	Tloušťka aktivního panelu
Δp_c	[Pa]	Celková tlaková ztráta
Δp_m	[Pa]	Tlaková ztráta místními odpory
Δp_{okruh}	[Pa]	Tlaková ztráta okruhu
Δp_t	[Pa]	Tlaková ztráta třením
Δt	[K]	Zvolený teplotní spád chladicího systému
ε	[-]	Relativní drsnost potrubí
η	[-]	Stupeň využití expanzní nádoby
λ	[-]	Součinitel tření
Λ_a	[W/m ² *K]	Součinitel tepelné propustnosti vrstev pod trubkami
Λ_b	[W/m ² *K]	Součinitel tepelné propustnosti vrstev nad trubkami
$\lambda_{potrubí}$	[W/m ² *K]	Součinitel vedení tepla stěnou potrubí
λ_{vzd}	[W/m ² *K]	Ekvivalentní součinitel tepelné vodivosti vzduchové mezery
ξ_{180°	[-]	Součinitel místní ztráty 180° oblouku
$\Sigma \xi$	[-]	Suma součinitelů místních ztrát
φ_i	[%]	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu
D	[m]	Vnitřní průměr hadice
i	[-]	Číslo úseku
l	[m]	Délka potrubí
n	[h ⁻¹]	Intenzita výměny vzduchu
Q	[-]	Koeficient pro ztrátu v ohybu
w_b	[m/s]	Rychlost proudění vzduchu v odbočce
w_c	[m/s]	Rychlost proudění vzduchu v hlavní větvi
Z	[m]	Ekvivalentní délka
α	[°]	Úhel odbočení
Δp_i	[Pa]	Tlaková ztráta úseku
ξ_b	[-]	Součinitel místní ztráty v odbočce
$\xi_{c,b}$	[-]	Součinitel vřazeného odporu mezi hlavní větví a odbočkou
ρ	[kg/m ³]	Hustota vzduchu

1. Úvod

Historie tepelného čerpadla se píše do času okolo roku 1852, kdy William Thompson, historií znám též jako Lord Kelvin, který byl pasován do šlechtického stavu zformoval myšlenku základního principu chodu tepelného čerpadla v druhé větě termodynamické, kdy vycházel z publikace N. L. Carnota „Úvahy o hybné síle ohně a strojích vyvolávající tuto sílu“. Pojmenování čerpadlo se vžilo, jelikož pro své fungování potřebuje jistou energii pro přenos tepla z prostředí s nižší teplotou do prostředí s teplotou vyšší.

Bavíme-li se o počátcích tepelných čerpadel, hovoříme ve své podstatě o klimatizačních zařízeních, kdy na počátku dvacátých let 20. století sledujeme první chladicí zařízení pro domácnost. Avšak první prakticky použitelný chladicí systém byl uveden do provozu v roce 1924 a pocházel ze Švýcarska. Poté co americká firma Kinetic Chemicals Inc. Uvedla na trh nový typ chladiva, nazývaného freon, nastal velký rozmach klimatizační a chladicí techniky.

První tepelné čerpadlo, které sloužilo pro získávání tepla sestrojil v podstatě náhodou na konci čtyřicátých let 20. století americký vynálezce Robert C. Webber. Kdy během jeho pokusů s hloubkovým mrazením, při kterém si omylem popálil ruku o výstupní potrubí chladicího zařízení jej napadlo propojit výstup z mrazícího zařízení s bojlerem na teplou vodu. Jelikož měl však tepla stále přebytek, napojil horkou vodu na potrubní smyčku a pomocí malého ventilátoru začal rozhánět teplý vzduch do místnosti. Poté dále pokračoval v pokusech, když na konec byl schopen čerpat teplo ze země pomocí zemních kolektorů. Nakonec byl se svým výtvozem spokojen do té míry, že prodal svůj starý kotel na uhlí a začal využívat své zemní tepelné čerpadlo.

2. Princip tepelného čerpadla

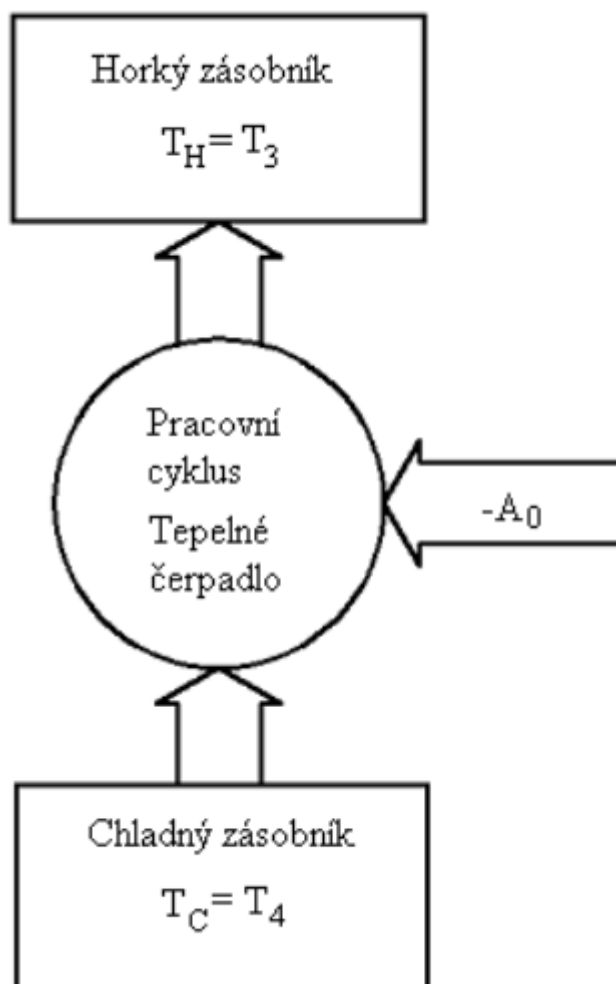
Pro přiblížení principu tepelného čerpadla je pro laika nejlepší srovnání s obráceným chodem lednice, která pracuje tak, že všem předmětům uvnitř odebírá teplo (chladí) a toto teplo přenáší pomocí chladiče na zadní straně ven (hřeje). Kdybychom však takové zařízení umístili tak, že by chladil venkovní vzduch a ohříval vzduch vnitřní, dostali bychom tepelné čerpadlo.

Tepelná čerpadla, které si nyní můžeme zakoupit, jsou schopny využívat zemské teplo hornin (suché vrty), podzemní vodu (vrty, studny), povrchovou vodu (nádrže, rybníky), půdní vrstvu (zemní kolektory), venkovní vzduch, vnitřní vzduch i odpadní teplo z výrobních procesů.

Tepelné čerpadlo má také podstatnou výhodu. Všechnu energii, kterou získáme nemusíme platit. Jedná se o energii v zemi, nebo ve vzduchu, která se dokáže sama obnovovat. Tudíž při čerpání tepla z přírody odebíráme 1,5 až 4krát více energie, než spotřebujeme na vlastní provoz tepelného čerpadla. Pro porovnání energetické výhodnosti jednotlivých tepelných čerpadel využíváme jednoduchý vzorec, který je poměr celkové výstupní energie k příkonu tepelného čerpadla. Tento poměr se nazývá topný faktor.

2.1. Princip tepelného čerpadla z pohledu termodynamiky

Cílem fungování tepelného čerpadla je odebrat energii z okolí s nízkou teplotní hladinou a předat tuto energii do oblasti s vysokou teplotní hladinou. Avšak jak víme z druhého zákona termodynamiky, tento děj není samovolně možný, a proto musíme pro přenos tohoto tepla dodávat do systému práci A_0 (viz obr. 2.1).



Obrázek 2.1 - Pracovní cyklus tepelného čerpadla

2.2. Druhý zákon termodynamiky

Formulací druhého zákona termodynamiky známe vícero. Například:

- **Clausiova formulace:**

Teplo nemůže při styku dvou těles různých teplot samovolně přecházet z tělesa chladnějšího na těleso teplejší.

- **W. Thompsonova a Plancova formulace:**

Nelze sestavit periodicky pracující tepelný stroj, který by trvale konal práci pouze tím, že by ochlazoval jedno těleso a k žádné další změně v okolí by nedocházelo.

- **W. Thompsonova a Ostwaldova formulace:**

Nelze sestavit perpetuum mobile druhého druhu.

- **Carnotova formulace:**

Žádný tepelný stroj pracující mezi dvěma teplotami nemůže mít vyšší účinnost než Carnotův stroj pracující mezi stejnými teplotami.

Nicméně všechny formulace jsou si rovny a konstatují existenci jednoho typu nevratných dějů.

Z těchto formulací vyplývá, že ochlazování prostředí můžeme rozdělit na dvě fáze. První fáze začíná, když je teplota ochlazovaného prostředí větší než teplota média, kterým ochlazování provádíme. V tomto případě se může prostředí ochlazovat samovolně až do limitu, kdy se srovnají teplotní hladiny obou částí.

V případě potřeby dalšího ochlazení musíme použít druhou fázi ochlazení, a to znamená přivést do systému práci, kterou ochladíme chladicí část okruhu na nižší teplotu, aby byl schopen odebrat další teplo z okolí.

2.3. Topný faktor

Topný faktor je jeden z nejdůležitějších parametrů tepelného čerpadla. Vyjadřuje poměr spotřebované elektřiny na vyrobeném teple. Jedná se o bezrozměrnou veličinu a vypovídá o efektivnosti tepelného čerpadla. Je vždy větší než jedna a můžeme ho zjistit,

když porovnáme energii tepla vystupující z tepelného čerpadla s velikostí práce, kterou jsme tepelnému čerpadlu dodali. Tento poměr je vyjádřen:

$$\varepsilon_{\text{top}} = \frac{|Q_H|}{|A_0|} = \frac{Q_H}{|Q_H| - Q_C} \quad (2.1) \quad \text{Pro Carnotův cyklus platí: } \varepsilon_{\text{top}} = \frac{T_H}{T_H - T_C}$$

Zároveň se dá říct, že topný faktor není konstantní veličinou, což znamená, že se v průběhu práce zařízení mění v závislosti na vstupní teplotě nízkopotenciálního zdroje, výstupní teplotě z tepelného čerpadla, použitém chladivu a konstrukčním řešením tepelného čerpadla.

2.4. Ekvitermní regulace

Tato regulace teploty v místnosti spočívá v nastavení teploty topné vody v závislosti na venkovní teplotě. Když je venkovní teplota nižší, je požadována vyšší teplota otopné vody, když je však venkovní teplota vyšší, než je požadovaná, je možno obrátit cyklus čerpadla a pomocí chladnější vody ochlazovat vnitřní prostory.

Tuto regulaci volíme především ze dvou důvodů:

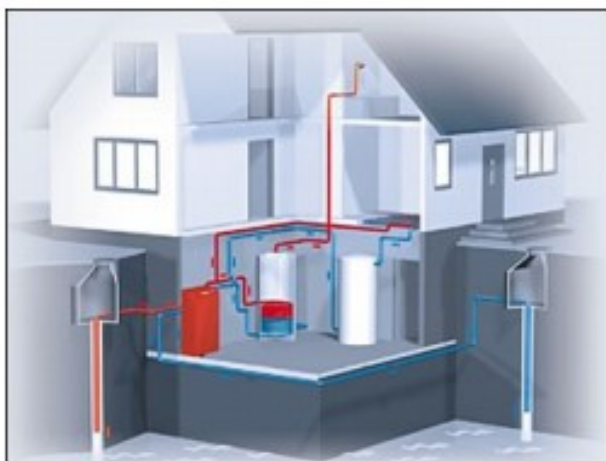
- Vyšší tepelná pohoda v objektu v důsledku snížení kolísání teplot.
- Vyšší úspora energie, kdy jsme schopni předvídat venkovní teplotu a přizpůsobovat tak chod tepelného čerpadla okolním podmínkám. To znamená, že je schopno reagovat na změnu venkovních podmínek okamžitě, a ne až po čase, kdy klesne vnitřní teplota pod určitou hranici.

3. Tepelné čerpadlo

3.1. Základní rozdělení tepelných čerpadel

Voda – Voda

Tyto systémy pracují se zdrojem povrchové nebo spodní vody. Výhoda tohoto typu provedení čerpadla je stálá teplota nízko potenciálního zdroje. Jeho relativně vysokou teplotou je taky dán topný faktor tohoto typu čerpadel, který se pohybuje až kolem hranice 6. Nevýhodou tohoto provedení je ale nutnost mít stálý minimální průtok vody, aby nedošlo k zamrznutí. V důsledku toho je proto možné tento systém použít jen na omezeném množství lokalit.



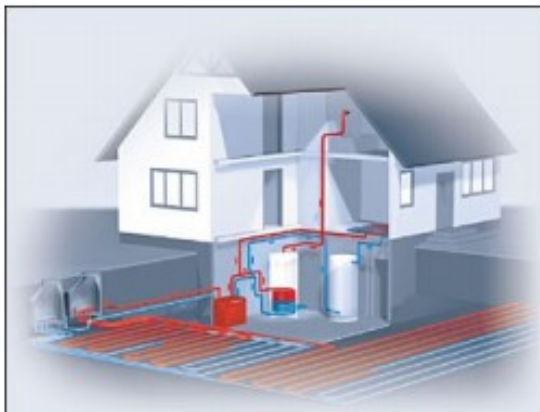
Obrázek 3.1 - Příklad zapojení voda/voda

Země – Voda

Tento druh tepelných čerpadel můžeme dále rozdělit na plošné kolektory a hlubinné vrty.

- Plošné kolektory se instalují v hloubce asi 1,5 m pod plochu zahrady. Je tedy nutno mít pro tuto instalaci poměrně velký nezastavěný prostor. Na druhou stranu při protrhnutí teoreticky lze opravit.
- Hlubinné vrty se instalují do hloubek asi 120 m, pro větší potřebu tepla se poté vrty přidávají. Pro navrtání vrtu a jeho provoz není potřeba velký prostor a hodí se proto pro domy s menší zahradou. Na druhou stranu jednou navrtaný vrt již po poruše nejde opravit. A pořizovací cena je vyšší než u plošného kolektoru.

Pro oba případy je zdrojem energie půda, která má určitou tepelnou propustnost a když vrt vymrazíme dlouho trvá, než se opět nabije na provozuschopný stav. Jelikož se jedná o prostředí, kde může docházet k poklesu teploty pod bod mrazu musíme použít nemrznoucí směsi.



Obrázek 3.2 - Příklad zapojení země/voda

Vzduch – Voda

Tento druh tepelných čerpadel je oproti svým variantám uvedeným výše poměrně jednoduchý a levný. Stačí nám pouze vnitřní jednotka a venkovní výměník, který odebírá teplo z okolního vzduchu. Nevýhodou je poté zvýšená hlučnost venkovní jednotky a velká závislost topného faktoru na venkovních podmínkách.



Obrázek 3.3 - Příklad zapojení vzduch/voda

Vzduch – Vzduch

Tento ohřívá vzduch na přímo bez prostřednictví topného systému. Jeho výhody jsou nižší pořizovací cena, velmi rychlá a jednoduchá instalace a lze jej vybavit doplňkovými funkcemi odvlhčování nebo čištění a ionizací vzduchu. Jeho nevýhodou je omezený počet vnitřních jednotek, které jdou k venkovní jednotce připojit (nehodí se proto do domů, kde je hodně malých místností), nelze jím ohřívat teplou vodu a při maximálním výkonu je hlučné.



Obrázek 3.4 - Příklad zapojení vzduch/vzduch

4. Charakteristika budovy

Budova se nachází v obci Palkovice, v místní části Myslík, nedaleko od Frýdku-Místku. Jedná se o dvoupodlažní rodinný dům, který prošel rekonstrukcí. Objekt stojí samostatně.

4.1. Klimatické údaje

Z důvodu dostupnosti bude výpočet proveden pro město Frýdek-Místek, který leží v nadmořské výšce 300 m. Zimní výpočtová teplota je $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Letní výpočtová teplota je $30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Klimatická data jsou uvedena v tabulce.

4.2. Dispoziční řešení objektu

V příloze je uveden výkres půdorysu daného objektu.

4.3. Složení stavebních konstrukcí

Obvodové stěny jsou postaveny částečně z cihly Porotherm 440 mm.

Vnitřní nosné zdi jsou postaveny z cihly Porotherm 300 mm.

Příčky jsou postaveny z Ytongových tvárnic, tzv. pórobetonu.

Nosná konstrukce podlahy 1. podlaží je tvořena 150 mm tlustou železobetonovou deskou, pod kterou je hutněný podsyp. Na ni je asfaltová hydroizolace, podlahový polystyrén EPS 200s, cementový potěr a podlahová krytina.

Skladba podlahy ve 2. podlaží je tvořena jako v 1. podlaží 150 mm tlustou železobetonovou deskou, ve které jsou vloženy železné I profily 200 mm vysoké s roztečí 800 mm. Ze spodní strany se nachází sádkartón. Z horní strany se nachází cementový potěr a podlahová krytina.

Stropní konstrukce 2. patra je tvořena dřevěnými trámy 150x150 mm s roztečí 1000 mm. Mezi nimi je vložena minerální vlna, nad kterou je parozábrana. Samotný strop je tvořen sádkartónem položeném na roštu.

4.4. Tepelně technické vlastnosti stavebních konstrukcí

Z tepelně izolačního hlediska charakterizuje konstrukci součinitel přestupu tepla. Tento součinitel pak závisí na tloušťce konstrukce, odporu vůči přestupu tepla na vnějších stranách a součiniteli vedení tepla. Tepelně technické vlastnosti použitých materiálů nalezneme v tabulce níže.

Tabulka 4-1 - Seznam použitých materiálů [2]

Materiál	součinitel tepelné vodivosti	měrná tepelná kapacita	hustota
	λ	c	ρ
	[W/m*K]	[J/kg*K]	[kg/m³]
YTONG – příčka	0,17	1000	700
asfaltová hydroizolace	0,2	1470	1280
podlahový polystyrén EPS 200s	0,03	2060	30
cementový potěr	0,06	830	1200
omítka vápenná	0,88	840	1600
omítka vápenocementová	0,99	790	2000
Porotherm 44	0,115	1000	770
Porotherm 30	0,2	1000	850

(4.1) Součinitel
prostupu tepla
konstrukcí:

$$U_k = \frac{1}{R_{si} + \sum R_i + R_{se}} = \frac{1}{R_{si} + \sum \frac{d_i}{\lambda_i} + R_{se}} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

Kde: U_k – součinitel prostupu tepla konstrukcí [W/(m²·K)]

R_{si} – odpor přestupu tepla na vnitřní straně konstrukce [m²·K/W]

R_{se} – odpor přestupu tepla na vnější straně konstrukce [m²·K/W]

R_i – odpor vůči přestupu tepla i-té konstrukce [m²·K/W]

d_i – tloušťka i-té vrstvy konstrukce [m]

λ_i – součinitel tepelné vodivosti i-té vrstvy konstrukce [m·K/W]

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty výpočtu součinitele prostupu tepla vnější obvodovou stěnou. Zbylé hodnoty výpočtu všech konstrukcí jsou uvedeny v příloze na CD.

Tabulka 4-2 - Celkový odpor stěny 440 mm

OBVODOVÁ STĚNA tl=440mm					skladba stěny
MATERIÁL	d [m]	λ [W/m.K]	R [m ² .K/W]	U _k [W/m ² .K]	
odpor při přestupu tepla na vnitřní straně vodorovný tepelný tok			0,13		
omítka vápenná	0,02	0,88	0,022727		
Porotherm 44	0,44	0,117	3,760684		
omítka VPC	0,02	0,99	0,020202		
pastovitá omítka	0,002	0,74	0,002703		
silikonová omítka	0,02	0,18	0,111111		
odpor při přestupu tepla na vnější straně vodorovný tepelný tok			0,04		
celkový odpor stěny			4,087427	0,244653	CELKOVÉ U _k ZDI

5. Tepelné zisky a ztráty

Proto abychom mohli navrhnout chladicí zařízení o adekvátním výkonu, musíme v první řadě spočítat tepelné zisky. Vzhledem k tomu, že tepelné čerpadlo může v zimním období i přitápět je také nezbytné znát tepelnou ztrátu budovy.

Tento návrh nám umožní zvolit tepelné čerpadlo o potřebném výkonu a zároveň výrazně nepřekročit potřebný výkon.

5.1. Výpočet tepelných zisků

Tepelná zátěž je dána v prostoru součtem následujících tepelných zisků [3].

a) Zisky vnitřních zdrojů:

- Zisky od lidí
- Zisky od elektrických spotřebičů
- Zisky od svítidel

b) Zisky vnějších zdrojů:

- Zisky okny prostupem tepla
- Zisky okny radiací
- Zisky prostupem tepla vnějšími stěnami
- Zisky prostupem tepla z neklimatizovaných prostor
- Zisky přívodem větracího vzduchu

Pro ukázkový výpočet byla zvolena místnost 1.2.

V letních měsících je požadovaná teplota v místnosti 26 °C. Nejvyšší výpočtová venkovní teplota je 30 °C.

Výpočet byl proveden pro 21. červenec 15 hodin středoevropského času.

5.1.1. Tepelné zisky od lidí

(5.1) Tepelný zisk od lidí: $\dot{Q}_L = i_L * 6,2 * (36 - t_i)$ [W]

Kde: t_i – teplota vzduchu klimatizované místnosti [°C]

Proměnná i_L udává vliv počtu žen, dětí a mužů na změnu teploty vzduchu v místnosti. Určuje se dle rovnice:

(5.2) Vliv počtu lidí: $i_L = 0,85 * i_z + 0,75 * i_d + i_m$ [-]

Kde: i_z – počet dospělých žen [-]

i_d – počet dětí [-]

i_m – počet dospělých mužů [-]

Vzhledem k charakteristice místnosti se přítomnost osob zanedbává. V tomto případě vychází $i_L = 0$.

Dosazením do rovnice byl posléze zjištěn tepelný zisk od lidí:

$$\dot{Q}_L = 0 * 6,2 * (36 - 24) = 0 \text{ W}$$

5.1.2. Tepelné zisky od svítidel

Místnost 2.01 je vybavena LED svítidly. Celkový příkon těchto svítidel je 9 W. Tepelný zisk byl spočten dle vztahu [3]:

(5.3) Zisk svítidel: $\dot{Q}_{SV} = P * c_1 * c_2$ [W]

Kde: P – příkon svítidel v místnosti [W]

c_1 – činitel současnosti používání svítidel [-], volil jsem 1 z důvodu potřeby výpočtu maximálních tepelných zisků. Uvažuju tudíž, že svítidlo jede pořád.

c_2 – zbytkový součinitel [-], je-li místnost odvětrávána, součinitel se volí 1.

Dosazení do vztahu:

$$\dot{Q}_{SV} = 9 * 1 * 1 = 9 \text{ W}$$

5.1.3. Tepelné zisky od elektrických zařízení

V tomto případě musíme zjistit příkon jednotlivých zařízení v dané místnosti. V místnosti 1.2 se nachází jen mrazák. Jeho příkon je stanoven na 200 W [3].

(5.4) Zisk
spotřebiče:

$$\dot{Q}_{el} = \sum P * c_1 * c_3 \quad [\text{W}]$$

Kde: ΣP – součet trvalých příkonů všech elektrických zařízení

c_1 – součinitel současnosti používání [-], volil jsem 1 z důvodu potřeby výpočtu maximálních tepelných zisků. Uvažuji tudíž, že spotřebič jede pořád.

c_3 – součinitel průměrného zatížení zdroje [-]

$$\dot{Q}_{el} = 200 * 1 * 1 = 200 \text{ W}$$

5.1.4. Tepelné zisky okny radiací

Tyto tepelné zisky vznikají, když sluneční radiace prochází zasklenými plochami do místností. K určení těchto zisků je potřeba provést řadu dílčích výpočtů. Ukázkový výpočet byl proveden pro den 21. července, 15:00. Okno místnosti je orientováno na jih a vnější stěny pokoje jsou orientovány na jih a západ [3].

Sluneční deklinace [3]:

(5.5) Sluneční deklinace:
$$\delta = 23,5 * \sin(0,98 * D + 29,7 * M - 109) \quad [^{\circ}]$$

Kde: δ – sluneční deklinace [$^{\circ}$]

M – kalendářní měsíc

D – den v měsíci

Dosazení:

$$\delta = 23,45 * \sin(0,98 * 21 + 29,7 * 7 - 109) = 19,54^{\circ}$$

Další krok spočíval v určení **výšky slunce nad obzorem**, kterážto je závislá na hodině výpočtu [3].

(5.6) Výška slunce nad obzorem:
$$h = \sin^{-1}[0,766 * \sin \delta - 0,643 * \cos(15 * \tau)] \quad [^{\circ}]$$

kde: τ – čas výpočtu [h]

Dosazením do vztahu jsem zjistil výšku slunce v 15 hodin:

$$h = \sin^{-1}[0,766 * \sin 20,4 - 0,643 * \cos(15 * 15)] = 43,8^{\circ}$$

Určení azimutu [3]:

(5.7) Azimut:
$$\alpha = 180^{\circ} - \sin^{-1} \left[\frac{\sin(15 * \tau) * \cos \delta}{\cos h} \right] \quad [^{\circ}]$$

Dosazení:

$$\alpha = 180^{\circ} - \sin^{-1} \left[\frac{\sin(15 * 15) * \cos 20,4}{\cos 43,8} \right] = 246,8^{\circ}$$

Úhel mezi normálou osluněného povrchu svislé stěny a směrem slunečních paprsků [3]:

(5.8) Úhel mezi normálou osluněného povrchu svislé stěny a směrem slunečních paprsků:

$$\theta = \cos^{-1}[\cos h * \cos(\alpha - \gamma)] \quad [^\circ]$$

Kde: γ – azimut kolmé stěny $[^\circ]$, pro jih je azimut roven 180°

Dosazení:

$$\theta = \cos^{-1}[\cos 43,8 * \cos(246,8 - 180)] = 73,5^\circ$$

Intenzita přímé sluneční radiace [3]:

(5.9) Intenzita přímé sluneční radiace:

$$I_{DK} = 1350 * e^{\left(\frac{-z}{10} * \left(\frac{16000 - h_{n.m.}}{16000 + h_{n.m.}}\right) * \left(\frac{1}{\sin h}\right)^{0,8}\right)} \quad [\text{W/m}^2]$$

Kde: $h_{n.m.}$ – nadmořská výška [m]

z – součinitel znečištění atmosféry [-], zvolil jsem $z=3$

h - výška slunce nad obzorem [m]

Dosazení:

$$I_{DK} = 1350 * e^{\left(\frac{-3}{10} * \left(\frac{16000 - 300}{16000 + 300}\right) * \left(\frac{1}{\sin 43,8}\right)^{0,8}\right)} = 911,89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Intenzita difuzní sluneční radiace [3]:

(5.10) Intenzita difuzní sluneční radiace:

$$I_d = \left[1350 - I_{DK} - (1080 - 1,4 * I_{DK}) * \sin^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right] * \frac{\sin h}{3} \quad [\text{W/m}^2]$$

Dosazení:

$$I_d = \left[1350 - 911,89 - (1080 - 1,4 * 704,13) * \sin^2 \left(\frac{246,8}{2} \right) \right] * \frac{\sin 43,8}{3} = 132,8 \frac{W}{m^2}$$

Intenzita přímé sluneční radiace na plochu pro jižní stranu [3]:

(5.11) Intenzita přímé sluneční radiace $I_D = I_{DK} * \cos \theta$ [W/m²]
na plochu pro jižní stranu:

Dosazení:

$$I_D = 911,89 * \cos 73,5 = 258,98 \frac{W}{m^2}$$

Poměr propustnosti sluneční radiace dvojsklem [3]:

(5.12) Poměr propustnosti sluneční radiace $T_D = 0,75 - 1,47 * \left(\frac{\theta}{100} \right)^5$ [-]
oknem:

Dosazení:

$$T_D = 0,75 - 1,47 * \left(\frac{73,5}{100} \right)^5 = 0,43$$

Intenzita sluneční radiace procházející zasklením [3]:

(5.13) Intenzita sluneční radiace $I_0 = I_D * T_D + I_d * T_d$ [W/m²]
procházející zasklením:

Kde: I_0 – intenzita sluneční radiace procházející jednoduchým zasklením [W/m²]

T_D – celkový poměr propustnosti difuzní sluneční radiace dvojsklem [-] dle normy
je $T_d = 0,75$ W/m².

Dosazení:

$$I_0 = 258,98 * 0,43 + 132,8 * 0,75 = 212 \frac{W}{m^2}$$

Intenzita difuzní sluneční radiace [3]:

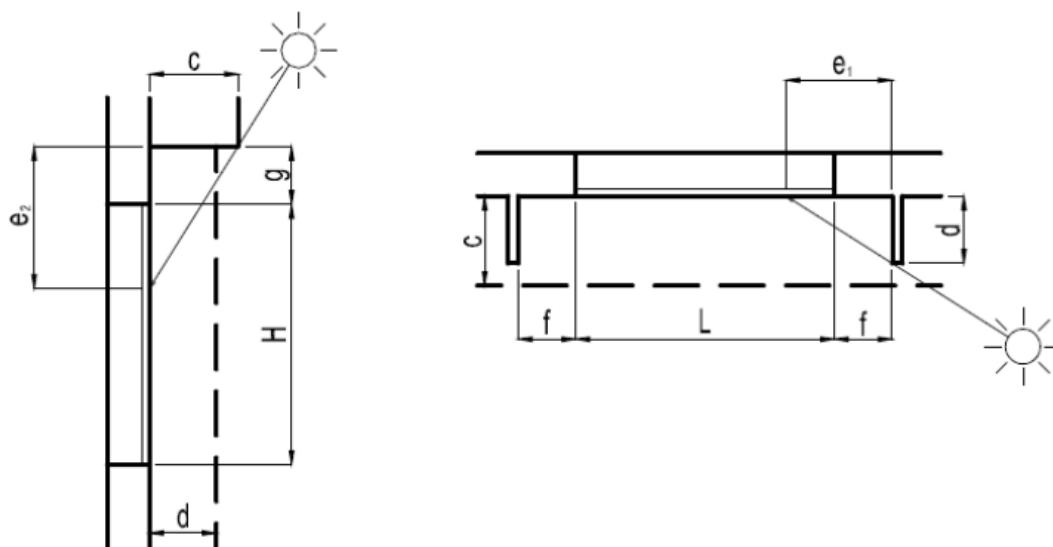
(5.14) Intenzita difuzní sluneční radiace: $I_{0d} = I_d * T_d$ [W/m²]

Kde: I_{0d} – intenzita difuzní sluneční radiace [W/m²]

Dosazení:

$$I_{0d} = 132,8 * 0,75 = 100 \frac{W}{m^2}$$

Následně byly vypočteny hodnoty, které se týkají oslunění okna. Na obrázku jsou znázorněny všechny délky stínů a vzdálenosti pro výpočet osluněné plochy okna.



Obrázek 5.1 - Popis neznámých k stínění

Délky stínů [3]:

(5.15) Délky stínů e_1 a e_2 :
$$e_1 = d * \tan(\alpha - \gamma) \quad [m]$$

$$e_2 = c * \frac{\tan h}{\cos(\alpha - \gamma)}$$

Kde: d – hloubka okna [m]

c – hloubka okna vzhledem k horní stínící desce [m]

Dosazení:

$$e_1 = 0,35 * \tan(246,8 - 180) = 0,82 \text{ m}$$

$$e_2 = 4,15 * \frac{\tan 43,8}{\cos(246,8 - 180)} = 10,12 \text{ m}$$

Osluněná plocha okna [3]:

(5.16) Osluněná plocha okna:
$$S_{OS} = [L - (e_1 - f)] * [H - (e_2 - g)] \quad [m]$$

Kde: L – délka zasklené plochy okna [m]

H – výška zasklené plochy okna [m]

f – odstup svislé části okna od slunolamů [m]

g – odstup vodorovné části okna od slunolamů [m]

Dosazení:

$$S_{OS} = [0,84 - (0,82 - 0,05)] * [0,97 - (10,12 - 0,05)] = 0 \text{ m}^2$$

Okno je plně zastíněno, osluněná plocha je tedy 0 m².

Prostup tepla okny radiací [3]:

(5.17) Prostup tepla okny radiací: $\dot{Q}_{ori} = [S_{OS} * I_0 * c_0 + (S_0 - S_{OS}) * I_{0d}] * s * n_0$ [W]

Kde: c_0 – korekce čistoty atmosféry, zvolena 1

s – stínící součinitel [-], byl použit 0,27. Předpokládá se stínění oken vnějšími žaluziemi.

n_0 – počet oken [-]

Dosazení:

$$\dot{Q}_{ori} = [0 * 211 * 1 + (1,44 - 0) * 100] * 0,27 * 1 = 39W$$

5.1.5. Tepelné zisky okny prostupem tepla

(5.18) Tepelný tisk okny prostupem [3]: $\dot{Q}_{ok} = U_{ok} * S_{ok} * (t_e - t_i)$ [W]

Kde: U_{ok} – součinitel prostupu tepla oknem [W/m²*K], $U_{ok} = 1,2 \frac{W}{m^2 * K}$

S_{ok} – plocha všech oken v místnosti včetně rámců [m²]

t_e – denní venkovní teplota pro danou dobu výpočtu [°C]

t_i – vnitřní požadovaná teplota [°C]

Dosazení:

$$\dot{Q}_{ok} = 1,2 * 1,44 * (30 - 24) = 10,37 \doteq 10 \text{ W}$$

5.1.6. Tepelné zisky vnějšími stěnami

Tento tepelný zisk vzniká prostupem tepla z vnějšího okolí budovy do ochlazovaného prostoru skrze vnější stěny. Typ výpočtu závisí na tloušťce konstrukce zdi. Dle síly konstrukce dělíme stěny na lehké, střední a těžké [3].

Rodinný dům má obvodové zdi o tloušťce 440 mm. Jedná se tedy o těžké stěny. Prostup tepla takovou stěnou se počítá dle vztahu:

(5.19) Prostup tepla stěnou: $\dot{Q}_S = [U_k * S_J * (t_{Jr,m} - t_i)] + [U_k * S_V * (t_{Vr,m} - t_i)] + [U_k * S_V * (t_{Vr,pří} - t_i)]$ [W]

Kde: U_k – součinitel prostupu tepla konstrukcí vnější stěny [W/m²K]

S_Z, S_J – plocha vnější západní, resp. východní stěny [m²]

t_i – požadovaná vnitřní teplota klimatizovaného prostoru [°C]

$t_{Zr,m}, t_{Vr,m}, t_{Vr,pří}$ – průměrná rovnícná sluneční teplota na jižní, východní stěně, resp. pod přístřeškem [°C], určena dle vztahu [3]:

(5.20) Průměrná rovnícenná
sluneční teplota:

$$t_{r,m} = \frac{1}{n} * \sum_{i=1}^n t_{r,i} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Kde: n – počet hodin výpočtu [-]

$t_{r,i}$ – rovnícenná sluneční teplota pro kolmou plochu v dané hodině [$^{\circ}\text{C}$], určená dle vztahu [3]:

(5.21) Rovnícenná sluneční teplota na
kolmou plochu:

$$t_{r,i} = t_e + \frac{\varepsilon * (I_D + I_d)}{\alpha_e} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Kde: ε – součinitel poměrné tepelné pohltivosti pro sluneční radiaci [-], pro středně světlou barvu $\varepsilon = 0,6$

α_e – součinitel přestupu tepla na vnější straně [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$], $\alpha_e = 15 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$

Po dosazení do vztahu pro místnost 1.2 byla vypočtena následující hodnota tepelného zisku vnějšími stěnami:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_S &= [0,24 * 8,97 * (35,4 - 24)] + [0,24 * 1,37 * (43,3 - 24)] + [0,24 * 6,72 * (35,4 - 24)] \\ &= 50,06 \doteq 50 \text{ W} \end{aligned}$$

V tabulce níže lze vidět rovnocenné sluneční teploty pro všechny výpočtové hodiny. Následně také spočítané průměrné rovnocenné teploty pro místnost.

Tabulka 5-1 - Rovnocenné sluneční teploty

Hodiny	rovnocenná slun.teplota pro plochu (východ)	rovnocenná slun.teplota pro plochu (jih)	rovnocenná slun.teplota pro plochu zkrýtou přístřeškem (jih)	průměrná rovnocenná sl.teplota (východ)	průměrná rovnocenná sl.teplota (jih)	průměrná rovnocenná sl.teplota (jih) - zakrytý přístřeškem
	$t_{r,v}$	$t_{r,j}$	$t_{r,j}$ přístřešek	$t_{r,v,m}$	$t_{r,j,m}$	$t_{r,j,m}$ přístřešek
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
7	41.7	23.9	23.2	37.4	38.8	31.3
8	46.2	29.2	25.8			
9	47.0	36.3	28.4			
10	44.9	42.8	30.8			
11	40.6	47.6	33.1			
12	34.7	50.1	34.7			
13	35.7	50.2	35.7			
14	35.8	47.8	35.8			
15	35.4	43.3	35.4			
16	34.4	37.8	34.4			
17	32.8	33.5	32.8			
18	30.2	33.4	30.2			
19	27.4	28.8	27.4			

5.1.7. Tepelné zisky z neklimatizovaných prostor

Teplo se dostává do klimatizované místnosti jak z venkovního prostředí, tak i z vnitřního, které má vyšší teplotu, než je požadovaná teplota v klimatizované místnosti [3]. V případě místnosti 1.2 je oddělena třemi stěnami a stropem.

$$\begin{aligned}
 (5.22) \text{ Tepelný zisk } \dot{Q}_{np} &= S_1 * U_{k1} * (t_{i,nekl,1} - t_i) + S_2 * U_{k2} * (t_{i,nekl,2} - t_i) \quad [\text{W}] \\
 \text{z neklimatizovaných} &+ S_3 * U_{k3} * (t_{i,nekl,3} - t_i) + S_4 * U_{k4} \\
 \text{prostor:} &* (t_{i,nekl,4} - t_i) + S_{d1} * U_{d1} * (t_{d1} - t_i) \\
 &+ S_{d2} * U_{d2} * (t_{d2} - t_i)
 \end{aligned}$$

Kde: S – plocha konstrukce nebo dveří oddělujících klimatizovaný prostor od neklimatizovaného [m^2]

U_k – součinitel prostupu tepla danou konstrukcí [$\text{W/m}^2\text{K}$]

$t_{i,nekl}$ – teplota vzduchu v neklimatizované sousední místnosti [$^{\circ}\text{C}$]

Dosazení:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{np} &= 4,2 * 0,2447 * (28 - 24) + 3,84 * 0,2447 * (28 - 24) + 11,4 * 0,2447 * (28 - 24) \\ &\quad + 13,3 * 0,1537 * (28 - 24) + 2 * 2,3 * (28 - 24) + 1,8 * 2,3 * (28 - 24) \\ &= 65 \text{ W}\end{aligned}$$

5.1.8. Tepelné zisky přívodem větracího vzduchu

Pro výpočet byl použit předpoklad, že se za hodinu obmění polovina objemu vzduchu v místnosti [3].

(5.23) Tepelný zisk větracím vzduchem: $\dot{Q}_l = \dot{V}_l * \rho * c * (t_e - t_i)$ [W]

Kde: \dot{V}_l – objemový tok větracího vzduchu [m^3/s]

ρ – hustota přiváděného vzduchu [kg/m^3]

c – měrná tepelná kapacita vzduchu [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$]

Dosazení:

$$\dot{Q}_l = 0,0064 * 1,2 * 1010 * (30 - 24) = 46,44 \doteq 46 \text{ W}$$

5.1.9. Výsledný tepelný zisk

Výsledný tepelný zisk je určen pro určitou hodinu a je určen součtem všech dílčích tepelných zisků, které byly spočteny v předešlých kapitolách. Výsledné tepelné zisky pro místnost 1.2 jsou po hodinách uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 5-2 - Tepelný zisk v určité hodině dne

Hodiny	celková tep.zátěž bez tep.zisku větracím vzduchem	celková tepelná zátěž s přívodem vzduchu
	Q'_c	Q_c
	[W]	[W]
7	337	302
8	356	334
9	372	364
10	381	387
11	384	403
12	379	409
13	384	423
14	380	425
15	372	418
16	362	407
17	354	393
18	342	372
19	326	345

Způsobem, již byl popisován výše, byly určeny všechny tepelné zisky klimatizovaných prostor. Podrobné výsledky jednotlivých dílčích i finálních hodnot tepelných zátěží všech místností jsou uvedeny v příloze.

Tabulka 5-3 - Celkový tepelný zisk maximální

Patro	Místnost	Maximální tepelný zisk
		Qc
		[W]
1. NP	Obývací pokoj	1539
	Předsíň-spíž	425
2. NP	Ložnice 1	434
	Ložnice 2	421
Suma tepelných zisků		2819

5.2. Výpočet tepelných ztrát

Tepelné čerpadlo neumožňuje pouze chladit, ale v první řadě vyhřívat, je tedy potřeba jej navrhnout tak, aby v topném období bylo také schopno dodávat do domu teplo. Tímto řešením se vyhneme nutnosti využívat buď plně nebo z části další zdroj tepla.

Jelikož je pro tento návrh nutné zjistit také tepelné ztráty v zimním období, byl proveden výpočet tepelných ztrát budovy pomocí obálkové metody. Tato metoda spočívá ve výpočtu tepelných ztrát jednotlivých vnějších konstrukcí domu a jejich sečtením.

5.2.1. Výpočet tepelné ztráty prostupem

(5.24) Tepelná ztráta prostupem:
$$\phi_T = \sum \phi_{T,i} + \phi_{tepel.vazeb} \quad [W]$$

Kde: ϕ_T – celková tepelná ztráta prostupem [W]

$\phi_{T,i}$ – ztráta prostupem i-tou konstrukcí [W]

$\phi_{tepel.vazeb}$ – ztráta tepelných vazeb [W]

(5.25) Ztráta prostupem i-tou konstrukcí: $\phi_T = S * U_k * (t_i - t_e)$ [W]

Kde: S – celková plocha konstrukce daného typu [m²]

U_k – součinitel prostupu tepla pro danou konstrukci [W/m²K]

t_e – venkovní zimní výpočtová teplota [°C], zvolena teplota -15 °C

Ztráta tepelných vazeb [3]:

(5.26) Ztráta tepelných vazeb: $\phi_{tepel.vazeb} = \sum S * 0,05 * (t_i - t_e)$ [W]

Kde: S – plocha konstrukce [m²]

Dosazení:

$$\phi_T = 4879,21 + 1064,49 = 5943,7 \text{ W}$$

5.2.2. Výpočet tepelné ztráty větráním

(5.27) Ztráta větráním: $\phi_V = \dot{V} * \rho * c * (t_i - t_p)$ [W]

Kde: \dot{V} – objemový tok přiváděného vzduchu [m³/s]

t_i – teplota vzduchu v místnosti [°C]

t_p – teplota přiváděného vzduchu [°C], jelikož neexistuje v budově rekuperace vzduchu, byla zvolena teplota -15 °C

Dosazení:

$$\phi_V = 226,1 * 1,2 * 1010 * (24 - (-15)) = 2968,69 \text{ W}$$

Tepelná ztráta určena pomocí obálkové metody byla určena součtem tepelné ztráty větráním a prostupem.

(5.28) Tepelná ztráta:

$$\phi_C = \phi_T + \phi_V$$

[W]

Dosazení:

$$\phi_C = 5943,7 + 2968,7 = 8912 \text{ W} = 8,91 \text{ kW}$$

Tabulka 5-4 - Celková tepelná ztráta budovy

konstrukce	plocha	součinitel prostupu tepla konstrukce	rozdíl teplot	ztráta prostupem	
	S	U _k	t _i - t _e	Φ _{T,i}	
	[m²]	[W/m².K]	[°C]	[W]	
okna	21.50	1.2000	39	1006.20	
dveře	5.36	2.0000	39	418.08	
obvodové stěny	238.20	0.2447	39	2272.77	
střecha	76.80	0.1537	39	460.28	
strop pod nevytápěnou půdou	77.96	0.1537	29	347.43	
podlaha nad sklepem	23.25	0.1590	17	62.84	
podlaha nad terénem	102.82	0.1595	19	311.61	
CELKEM	545.89			4879.21	
tepelné vazby				1064.49	
ztráty prostupem celkem		Φ _T	[W]	5943.70	
ZTRÁTA VĚTRÁNÍM					
teplota vzduchu v místnosti	teplota přiváděného vzduchu	objem přiváděného vzduchu	hustota vzduchu	měrná tepelná kapacita	tepelná ztráta větráním
t _i	t _p	V	ρ	c	Φ _V
[°C]	[°C]	[m³/h]	[kg/m³]	[J/kg.K]	[W]
24	-15	226.1	1.2	1010	2968.69
CELKOVÁ TEPELNÁ ZTRÁTA BUDOVY			Φ _c	[kW]	8.91

6. Chladicí systémy

Chladicí systémy budou sloužit k chlazení místností především v letních měsících, čímž budou zajišťovat potřebný tepelný komfort.

V této práci bude řešeno chlazení prostor, které jsou orientovány na jih, kde jsou největší tepelné zisky a zároveň hlavní obytné prostory. Na severní straně domu není potřeba chlazení, teplota se v těchto místnostech pohybuje okolo 26°C.

V prvním i druhém patře budou chlazeny místnosti pomocí stropního chlazení, které bude schopno v létě chladit a v zimě topit.

6.1. Stropní chlazení

Bavíme-li se o stropním chlazení, mluvíme vždy o velkoplošném, hlavně sálavém chladicím systému.

Jeho princip je jednoduchý. Teplý vzduch v místnosti stoupá vzhůru, kde je následně ochlazen vlivem konvekce z chladnějšího povrchu stropu a poté klesá dolů. Tento způsob má oproti klimatizačním jednotkám jednu velkou výhodu. V případě fancoilových jednotek je potřeba chladicí vzduch přechladit na oproti stropnímu chlazení výrazně nižší teplotu. Tím pádem vzniká u těchto jednotek proud chladného vzduchu, který může obyvatele domu obtěžovat. Avšak u stropního chlazení nedochází k silnému proudění vzduchu a je tím pádem příjemnější.

Další nespornou výhodou je ochlazování okolních povrchů sálavou složkou přenosu tepla. Jelikož tepelná pohoda jedince závisí velmi i na teplotě okolních povrchů, které jej obklopují [6].

Zároveň díky absenci jakýchkoliv prvků, jež produkují hluk je provoz chladicího stropu zcela tichý, což přijde vhod hlavně v případě obytných prostor, kdy tento způsob chlazení neruší domácí pohodu.

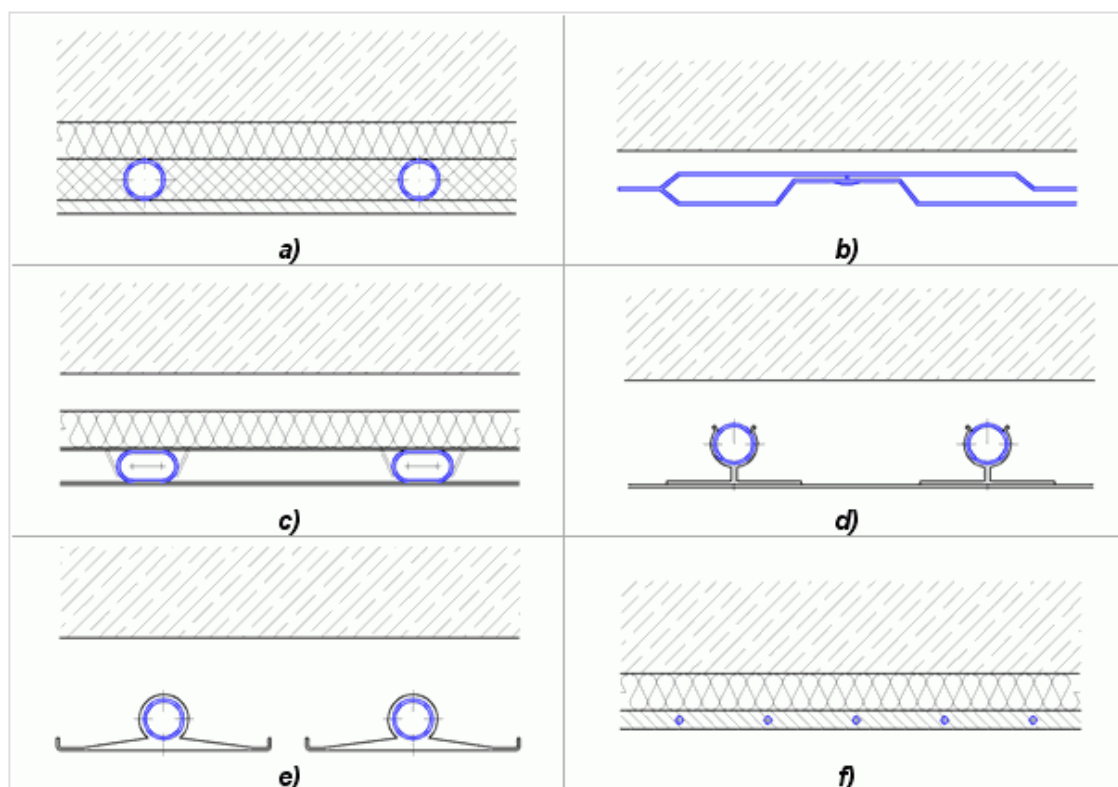
Stropní systémy napojené na reverzibilní tepelné čerpadlo lze využít i k vytápění. Dochází zde však podobně jako u podlahového chlazení k tomu, že teplý vzduch má tendenci se držet u stropu a nedostává se do zbytku vytápěného prostoru.

Nejlepším konstrukčním řešením z hlediska tepelné pohody a proudění vzduchu uvnitř místnosti je poté kombinace stropního chlazení a podlahového vytápění. Zde však narážíme na konstrukční složitost tohoto řešení.

6.1.1. Základní typy chladicích stropů

Rozlišujeme je dle konstrukce na masivní a lehké. Masivní chladicí stropy jsou pak ty, které mají potrubní systém vložen přímo do betonové stropní konstrukce. Lehké chladicí stropy jsou z pravidla zavěšeny pod stropní konstrukcí buď v podhledu nebo samostatně [6].

Lehké chladicí stropy se pak dále dělí na otevřené a uzavřené. Otevřené stropní chladicí systémy (nazývané také konvektivní) jsou charakteristické svým konstrukčním provedením. To znamená, že k svému fungování potřebují otvory nebo mezery, které umožňují proudění vzduchu. Uzavřené (také sálavé) jsou pak stropy, které pracují především se sálavou složkou tepelného toku [6].



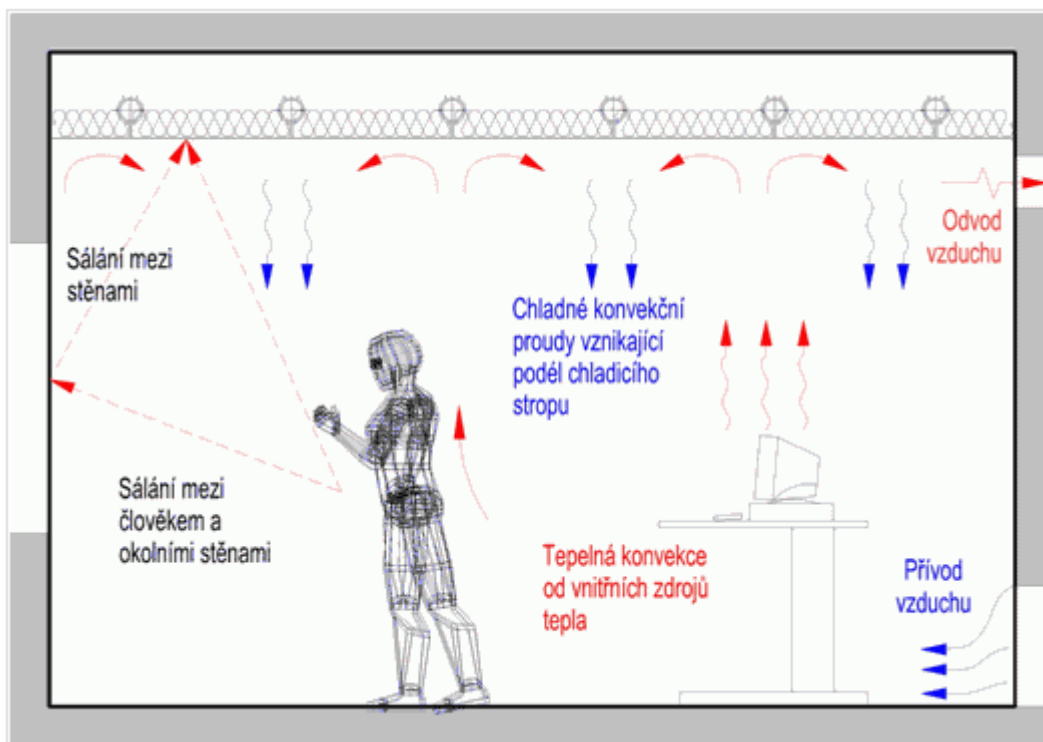
Obrázek 6.1 – Schématické řezy základními konstrukcemi chladicích stropů [7]

- a) Masivní chladicí strop
- b) Modulační klima deska
- c) Chladicí panely uložené v podhledové konstrukci
- d) Lamelový chladicí strop upevněný na vodní potrubí
- e) Otevřený chladicí strop v podobě protlačovaných profilů s vodními kanály
- f) Kapilární systém umístěný v omítce

6.2. Sdílení tepla v prostoru s chladicím stropem

V prostoru chladicím stropem dochází k přenosu tepla konvekcí a sáláním. V prostoru se vzduch pohybuje vlivem tepelné konvekce, která vzniká v okolí zdroje tepla. Ohřátý vzduch po ohřátí stoupá vzhůru, kde se ochladí o těleso stropního chlazení a poté klesá dolů [33].

Druhým způsobem sdílení tepla v prostoru je sálání. Kde dochází ke sdílení tepla mezi jednotlivými povrchy místnosti. Přesné řešení sdílení tepla sáláním je složité a může být odlišné, než popisují teoretické rovnice. Zejména se projevuje rozdílnost rozložení povrchových teplot, nepravidelnost povrchu, různorodost sálavostí daných povrchů a jiné [33].



Obrázek 6.2 - Sdílení tepla v prostoru s chladicím stropem [33]

6.3. Riziko kondenzace

Hlavním limitujícím faktorem je u sálavých systémů riziko kondenzace. Teplota chladicí vody se musí volit tak, aby nedocházelo k orosování povrchů trubek (povrchová teplota musí být vyšší než teplota rosného bodu z pravidla o 1 K). U lehkých chladicích stropů lze teplotu povrchu regulovat snadno (nízká akumulace tepla v konstrukci stropu). Avšak u těžkých chladicích stropů to je z tohoto důvodu obtížné, a proto se často volí teplota přívodní vody $t_{w1} > 16\text{ °C}$ [33].

6.4. Zvolený chladicí systém


Pro chladicí systém domu bylo zvoleno chlazení kapilárním systémem v omítce.

Jedná se o chladicí systém, který spočívá na vložení hadicového hada připevněného na vodící lišty do stropní omítky, viz. obr. 6.5.

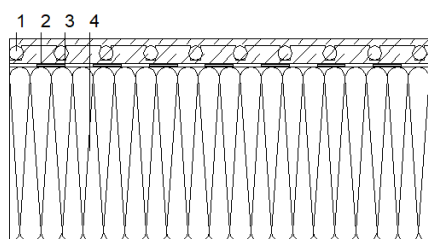
Jako potrubí byly zvoleny trubky RAUTHERM S 14x1,5.



Obrázek 6.3 - Řez trubkou RAUTHERM S [31]

Technické údaje	Jednotka	
		Topná trubka RAUTHERM S 
Materiál	—	PE-Xa opláštěna materiálem EVAL
Barva (povrch)	—	červená
Vrubová houževnatost při 20 °C	—	bez zlomu
Vrubová houževnatost při -20 °C	—	bez zlomu
Střední součinitel roztažnosti při pokládce s klipovým korýtkem Rozměr 16-40 Rozměr 50 a 63	[mm/ (m·K)]	0,15 — —
Tepelná vodivost	[W/(m·K)]	0,35
Drsnost trubky	[mm]	0,007
Provozní tlak (maximální)	[bar]	6
Provozní teplota maximálně minimálně	[°C]	90 —
Krátkodobá maximální teplota (při poruše)	[°C]	100
Difúze kyslíku (podle DIN 4726)	—	odolná vůči kyslíku
Materiálová konstanta C	—	12
Třída stavebního materiálu podle DIN 4102-1	—	B2
Třída stavebního produktu podle DIN EN 13501-1	—	E
Maximální/minimální teplota zpracování	[°C]	+50/–10
Minimální poloměr ohybu bez pomůcek d = průměr trubky	—	5 x d (při teplotě pokládky > 0 °C)
Minimální poloměr ohybu s ohýbací pružinou/nástrojem d = průměr trubky	—	—
Minimální poloměr ohybu s vodicími oblouky d = průměr trubky	—	5 x d
Dostupné rozměry	[mm]	10-32

Obrázek 6.4 - Technické údaje trubky RAUTHERM S [31]

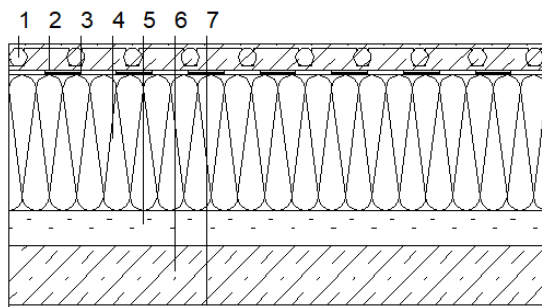


str1 M 1:10

1.2 - Předsín-spíž, 2.1 - Ložnice 1:, 2.2 - Ložnice 2:

1. - Sadrovláknité desky FERMACELL (2x12,5mm + 1x10 mm) : (35 mm)
2. - Vodící lišta (STR) 14 bez háčků : (0 mm)
3. - Oddělovací vrstva : (0 mm)
4. - SPODROCK : (250 mm)

Obrázek 6.5 - Skladba chladicího stropu



StV001 M 1:10

1.1 - Obývací pokoj:

1. - Vápenná omítka : (30 mm)
2. - Vodící lišta (STR) 14 bez háčků : (0 mm)
3. - Oddělovací vrstva : (0 mm)
4. - Beton hutný - 2100 : (150 mm)
5. - Polystyren pěnový PPS 20 40mm : (40 mm)
6. - Cementová mazanina 65mm : (65 mm)
7. - Parkety 8mm : (8 mm)

Obrázek 6.6 - Skladba chladicího stropu – obývací pokoj

6.5. Výpočet chladicího stropu

Návrh i výpočet byl proveden v programu RAUCAD/Techcon.

V programu AutoCAD byl vytvořen půdorys stávající budovy, přiložený v příloze. Poté bylo nastaveno složení všech konstrukcí a způsob chlazení. Následně proběhl návrh rozložení chladicího stropu v grafickém systému tohoto programu. Poprvé bylo navrženo podlahové vytápění a chlazení, nicméně nedosahovalo požadovaných výkonů. Z tohoto důvodu a z důvodu nutnosti případných menších stavebních úprav bylo navrženo poté stropní vytápění s chlazením.

Navrhované stropní chlazení se sestává z 14 okruhů, které jsou svedeny do rozvaděče, který je napojen na akumulární nádrž a tepelné čerpadlo.

Program po návrhu všech tras potrubí a celkovém napojení otopné soustavy vypočítal optimální nastavení všech redukčních ventilů v rozvaděči a určil hydraulické ztráty. Tabulka s výpočty v plné velikosti je k nalezení v příloze.

Jednotlivé výsledky a rozložení chladicích okruhů jsou uvedeny níže. V plné velikosti k nahlédnutí v příloze.

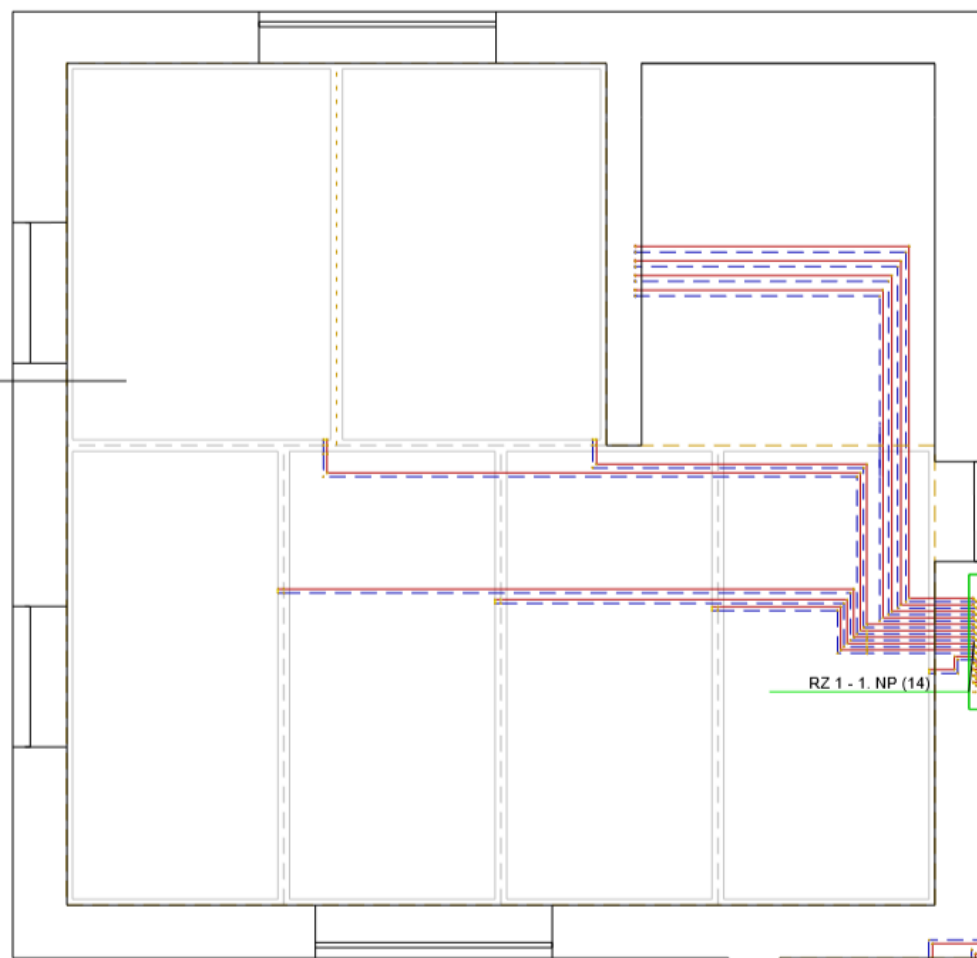
Tabulka 6-1 – Parametry okruhů napojených místností

RZ 1 - 1. NP (14) $t_p=16.0\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_s=17.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ $dt=1.3\text{ K}$											
H=15938 Pa Qc=2706 W Mh=29.5 l/min dPmax=15928 Pa											
Číslo okruhu	Místnost	Zóna (OT)	Plocha okruhu [m ²]	Výkon okruhu (OT) [W]	Rozteč [mm]	Celková délka potrubí [m]	Teplotný spád [K]	Tlaková ztráta [kPa]	Rychlost w [m/s]	Průtok [l/min]	Nast. ventilu
1	1.2 - Předsiň-spiž	PZ 4	2.3	109	50	59.1	0.8	11.36 (11.37)	0.34	1.9	2,5
2	1.2 - Předsiň-spiž	PZ 3	2.3	109	50	58.8	0.8	11.35 (11.35)	0.34	1.9	2,5
3	1.2 - Předsiň-spiž	PZ 2	2.3	109	50	63.1	0.8	11.51 (11.52)	0.33	1.9	2,5
4	1.2 - Předsiň-spiž	PZ 1	2.3	109	50	62.8	0.8	11.48 (11.49)	0.33	1.9	2,5
5	1.1 - Obývací pokoj	PZ 2	7.3	264	250	34.3	1.8	10.51 (10.51)	0.40	2.3	2.55
6	1.1 - Obývací pokoj	PZ 3	7.3	264	250	38.5	1.8	11.73 (11.74)	0.40	2.3	2.63
7	1.1 - Obývací pokoj	PZ 4	7.3	264	250	42.2	1.8	12.82 (12.82)	0.40	2.3	2.73
8	1.1 - Obývací pokoj	PZ 5	7.3	264	250	46.0	1.8	13.92 (13.92)	0.40	2.3	2.88
9	1.1 - Obývací pokoj	PZ 6	7.5	273	250	48.6	1.8	15.93 (15.94)	0.42	2.4	6.00 Otv.
10	1.1 - Obývací pokoj	PZ 1	7.5	273	250	43.9	1.8	14.11 (14.12)	0.41	2.3	2.95
11	2.2 - Ložnice 2	PZ 2	4.3	123	200	55.3	0.9	11.14 (11.14)	0.34	2.0	2,5
12	2.2 - Ložnice 2	PZ 1	4.3	123	200	52.2	0.9	10.99 (11.00)	0.35	2.0	2,5
13	2.1 - Ložnice 1	PZ 2	4.5	130	200	51.1	1.0	10.90 (10.91)	0.35	2.0	2,5
14	2.1 - Ložnice 1	PZ 1	4.5	131	200	45.8	0.9	10.51 (10.52)	0.36	2.1	2,5

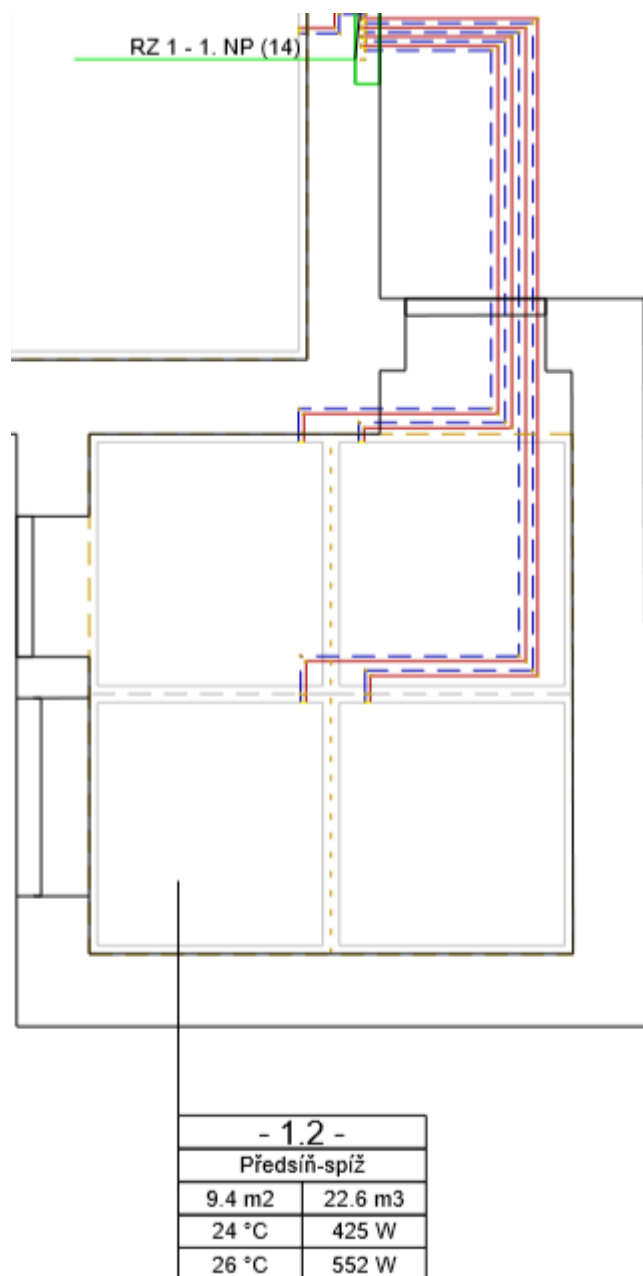
Tabulka 6-2 - nastavení ventilů na okruzích

RZ 1 - 1. NP (14) H=15938 Pa Mh=29.5 l/min dPmax=15928 Pa														
Okruh	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Přívod: Nast.	2,5	2,5	2,5	2,5	2.55	2.63	2.73	2.88	6.00 Otv.	2.95	2,5	2,5	2,5	2,5
Přívod: kv	0.540	0.540	0.540	0.540	0.594	0.675	0.783	0.945	3.940	1.026	0.540	0.540	0.540	0.540
Přívod: V [l/min]	1.9	1.9	1.9	1.9	2.3	2.3	2.3	2.3	2.4	2.3	2.0	2.0	2.0	2.1
Přívod: DPv [Pa]	4621	4633	4451	4462	5264	4077	3030	2080	131	1886	4773	4928	4969	5230
Přívod: DPš [Pa]	4534	4546	4367	4378	5145	3957	2910	1960	0	1758	4683	4836	4875	5132
Zpátečka: Nast.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.	-- Otv.
Zpátečka: kv	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720	2.720
Zpátečka: V [l/min]	1.9	1.9	1.9	1.9	2.3	2.3	2.3	2.3	2.4	2.3	2.0	2.0	2.0	2.1
Zpátečka: DPv [Pa]	182	183	175	176	251	251	251	251	276	268	188	194	196	206
Zpátečka: DPš [Pa]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

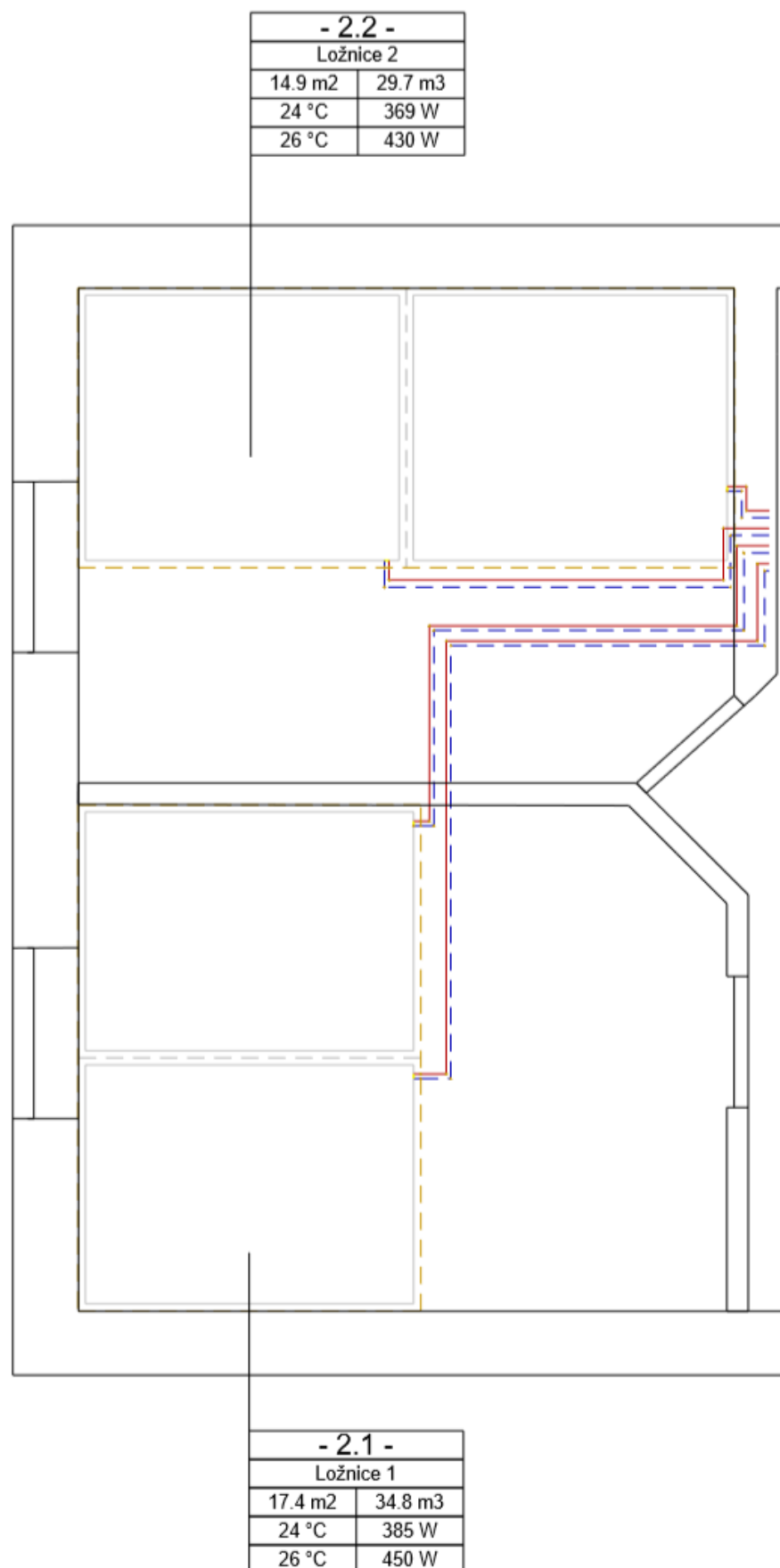
- 1.1 -	
Obývací pokoj	
42.3 m ²	101.5 m ³
24 °C	2000 W
26 °C	1600 W



Obrázek 6.7 - Schéma zapojení okruhů v místnosti 1.1



Obrázek 6.8 - Schéma zapojení okruhů v místnosti 1.2



Obrázek 6.9 - Schéma zapojení v místnostech 2.1 a 2.2

6.6. Ukázkový výpočet výkonu chladicího stropu

Vlastní výpočet výkonu stropu byl proveden v programu RAUCAD/TechCON. V této práci je proto alespoň uvedeno, jak by se tento výpočet prováděl.

(6.1) Chladicí výkon stropu:
$$\dot{Q}_{CH} = n * \dot{Q}_{CH,i} \quad [W]$$

Kde: n – počet chladicích okruhů

$\dot{Q}_{CH,i}$ – chladicí výkon jednotlivých chladicích okruhů [W]

(6.2) Chladicí výkon okruhu:
$$\dot{Q}_{CH,i} = \alpha_p * S_{CH,i} * (t_p - t_i) \quad [W]$$

Kde: α_p – součinitel přestupu tepla konvekcí na straně místnosti [W/m²K]

$S_{CH,i}$ – plocha okruhu [m²]

t_p – teplota povrchu stropu na straně místnosti [°C]

t_i – požadovaná vnitřní teplota klimatizovaného prostoru [°C]

(6.3) Součinitel tepelné propustnosti
vrstev pod trubkami:
$$\Lambda_a = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_p}\right) + \sum R_a} \quad [W/(m^2 \cdot K)]$$

Kde: Λ_a - součinitel tepelné propustnosti vrstev pod trubkami [W/m²K]

$\sum R_a$ – suma odporů přestupu tepla pod středem trubek [m²K/W]

α_p – součinitel přestupu tepla konvekcí na spodní straně [W/m²K]

(6.4) Součinitel tepelné propustnosti
vrstev nad trubkami:

$$\Lambda_b = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{pb}}\right) + \sum R_b} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

Kde: Λ_b - součinitel tepelné propustnosti vrstev nad trubkami $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$

$\sum R_b$ – suma odporů přestupu tepla nad středem trubek $[\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}]$

α_{pb} – součinitel přestupu tepla konvekcí na vrchní straně $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$

S hodnotami tepelných propustností na obou stranách potrubí chladicího hadu byla vypočtena hodnota charakteristického čísla stropu:

(6.5) Charakteristické
číslo stropu:

$$m = \sqrt{\frac{2 * (\Lambda_a + \Lambda_b)}{\pi^2 * \lambda_a * d_e}} \quad [\text{m}^{-1}]$$

Kde: λ_a – součinitel tepelné vodivosti materiálu ve kterém je uložen trubkový had $[\text{W}/\text{mK}]$

d_e – vnější průměr chladicího potrubí $[\text{m}]$

(6.6) Střední teplota chladicí vody:

$$t_m = t_i - \left[\frac{\alpha_p * (t_i - t_p) * m * \frac{l}{2}}{\Lambda_a * \tanh\left(m * \frac{l}{2}\right)} \right] \quad [^\circ\text{C}]$$

Kde: m – charakteristické číslo stropního podhledu $[\text{m}^{-1}]$

α_p – součinitel přestupu tepla konvekcí na straně místnosti $[\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}]$

l – rozteč potrubí chladicího hadu $[\text{m}]$

6.7. Ukázkový výpočet hydrauliky chladicího stropu

Stejně jako v případě výpočtu výkonu chladicího stropu byl tento výpočet proveden v programu RAUCAD/TechCON.

Celková tlaková ztráta je součtem tlakové ztráty třením a ztráty místními odpory.

Jelikož je chladicí strop tvořen hadem se 180° oblouky na koncích, je nutné spočítat součinitel místní ztráty pro tento ohyb [10]:

(6.7) Místní ztráta
pro ohyb:
$$\xi_{180^\circ} = \left[0,034083 + 0,744580769 * \ln\left(\frac{R}{d_h}\right) \right] * \sqrt{\left(\frac{180}{90}\right)^3} \quad [-]$$

Kde: R – poloměr zahnutí pružné hadice [m]

d_h - hydraulický průměr hadice chladicího okruhu [m]

Celková suma součinitelů místních odporů je násobkem místní ztráty v jednom ohybu a počtem ohybů.

(6.8) Rychlost proudění vody v potrubí:
$$w = \frac{\dot{m}}{\rho * S_h} \quad [\text{m/s}]$$

Kde: S_h - hydraulický průřez potrubí [m²]

\dot{m} – hmotnostní tok vody v potrubí [kg/s]

(6.9) Hmotnostní průtok:
$$\dot{m} = \frac{|\dot{Q}_{CH,i}|}{c_{H_2O} * \Delta t} \quad [\text{kg/s}]$$

Kde: $\dot{Q}_{CH,i}$ – chladicí výkon okruhu

c_{H_2O} – měrná tepelná kapacita vody [J/kgK]

Δt – teplotní spád [K]

(6.10) Tlaková ztráta místními
odpory:

$$\Delta p_m = \sum \xi * \frac{w^2}{2} * \rho \quad [\text{Pa}]$$

Kde: $\sum \xi$ – suma součinitelů místních ztrát [-]

Poté je třeba vypočítat tlakovou ztrátu třením. Musíme proto určit charakter proudění uvnitř trubek, absolutní drsnost potrubí, součinitel tření a měrnou tlakovou ztrátu třením [10]:

Reynoldsovo číslo:

(6.11) Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{w * d_h}{\nu} \quad [-]$$

Kde: d_h - hydraulický průměr potrubí [m]

w – rychlost proudění chladicí vody [m/s]

ν – kinematická viskozita vody [m²/s]

Z výsledku vyplynulo, že se jedná o přechodovou oblast proudění, a tedy musí být součinitel vypočítán iterační metodou podle Colebrookovy rovnice:

(6.12) Iterace podle Colebrookovy
rovnice:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 * \log \left(\frac{2,51}{Re * \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,72} \right) \quad [-]$$

Kde: λ – součinitel tření [-]

ε – relativní drsnost potrubí [-], dle vztahu:

(6.13) Drsnost potrubí:

$$\varepsilon = \frac{k}{d_h} \quad [\text{mm}]$$

Kde: k – drsnost potrubí [mm]

d_h - hydraulický průměr potrubí [mm]

Po provedení byla zjištěna hodnota součinitele tření.

(6.14) Měrná tlaková ztráta
třením:

$$R = \frac{\lambda}{d_h} * \frac{w^2}{2} * \rho \quad [\text{Pa/m}]$$

Kde: R – měrná tlaková ztráta třením [Pa/m]

(6.15) Tlaková ztráta třením:

$$\Delta p_t = R * l_p \quad [\text{Pa/m}]$$

Kde: R – měrná tlaková ztráta třením [Pa/m]

l_p – délka potrubí chladicího hadu [m]

(6.16) Celková tlaková ztráta okruhu:

$$\Delta p_c = \Delta p_m + \Delta p_t \quad [\text{Pa}]$$

Kde: Δp_m – tlaková ztráta místními odpory [Pa]

Δp_t – tlaková ztráta třením [Pa]

6.8. Kontrola vzniku kondenzace

Nemalým problémem, se kterým se potýká stropní chlazení, je možnost kondenzace vlhkosti obsažené ve vzduchu. Systém musí být navržen tak, aby v žádné jeho části nemohlo dojít ke kondenzaci. Nejnáchylnější místo je tedy přívodní potrubí.

(6.17) Teplota na vnější straně
trubky:

$$t_{min} = \frac{|\dot{q}_{CH,i}| * \left(\frac{1}{2 * \lambda_{potrubí}} \right) * \ln \left(\frac{d_e}{d_h} \right)}{\pi} + t_{in} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Kde: $\lambda_{potrubí}$ – součinitel tepelné vodivosti stěny hadice $\lambda_{potrubí} = 0,35 \text{ W/mK}$

d_e – vnější průměr trubky [m]

d_h - hydraulický průměr trubky [m]

t_{in} – teplota chladicí vody na vstupu do chladicího hadu [$^{\circ}\text{C}$]

$\dot{q}_{CH,i}$ – měrný chladicí výkon okruhu [W/m]

(6.18) Teplota chladicí vody na vstupu:

$$t_{in} = t_m - \left(\frac{\Delta t}{2} \right) \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Kde: t_m – střední teplota chladicí vody [$^{\circ}\text{C}$]

Δt – teplotní spád okruhu [K]

(6.19) Měrný chladicí výkon:

$$\dot{q}_{CH,i} = \frac{\dot{Q}_{CH,i}}{l_p} \quad [\text{W/m}]$$

Dosazení:

$$\dot{q}_{CH,i} = \frac{-436}{243,8} = -1,79 \text{ W/m}$$

Poté dosazením do vztahu zjistíme hodnotu nejnižší teploty na vnější stěně trubky:

$$t_{min} = \frac{1,79 * \left(\frac{1}{2 * 0,35} \right) * \ln \left(\frac{0,014}{0,0125} \right)}{\pi} + 16 = 17,97^{\circ}\text{C}$$

Aby nedošlo ke kondenzaci musí platit, že teplota vnějšího pláště trubky bude vyšší, než je teplota rosného bodu. A to je při 26 °C a 50 % relativní vlhkosti 14,79 °C. Teplota 17,97 °C tedy vyhovuje.

Tento výpočet však platí jen pro tento stav. V praxi pak závisí na každé změně v těchto dvou hodnotách a bude proto teplota přívodní vody regulována pomocí vnitřního čidla na teplotu a relativní vlhkost vzduchu.

7. Návrh zdroje a akumulace chladu

Vzhledem k tomu, že tepelné čerpadlo se primárně pořizuje k vytápění objektu a jeho reverzní (chladicí) potenciál je spíše druhořadý, je nutné pro smyslnost investice nainstalovat toto tepelné čerpadlo tak, aby pokrylo vytápění objektu. Proto pro samotný návrh tepelného čerpadla musíme zjistit celkovou tepelnou ztrátu objektu a výkon potřebný na ohřátí TUV.

Dle předchozích výpočtů vyšla tepelná ztráta budovy 9 kW. Tepelné čerpadlo tedy bylo navrženo na tuto hodnotu.

7.1. Volba tepelného čerpadla

Pro porovnání byly zvoleny tepelná čerpadla od firmy IVT. A to IVT PremiumLine 10E EQ, které zastupuje tepelná čerpadla země/voda a tepelné čerpadlo IVT AIR X130, které zastupuje systém vzduch/voda [30].

Obě tepelná čerpadla budou pracovat v teplotě pro vytápění 45 °C. U plošných systémů chlazení obvykle stačí nastavení bezpečné minimální teploty chladicí vody na $T_{\min} > 16$ °C ve spolupráci s pokojovým čidlem RC 100H, které zvýší teplotu chladicí vody, když se vlhkost přiblíží bodu kondenzace. V náročnějších aplikacích lze na potrubí instalovat čidla kondenzace

7.2. PremiumLine 10E

Technické parametry tepelného čerpadla a schéma zapojení:

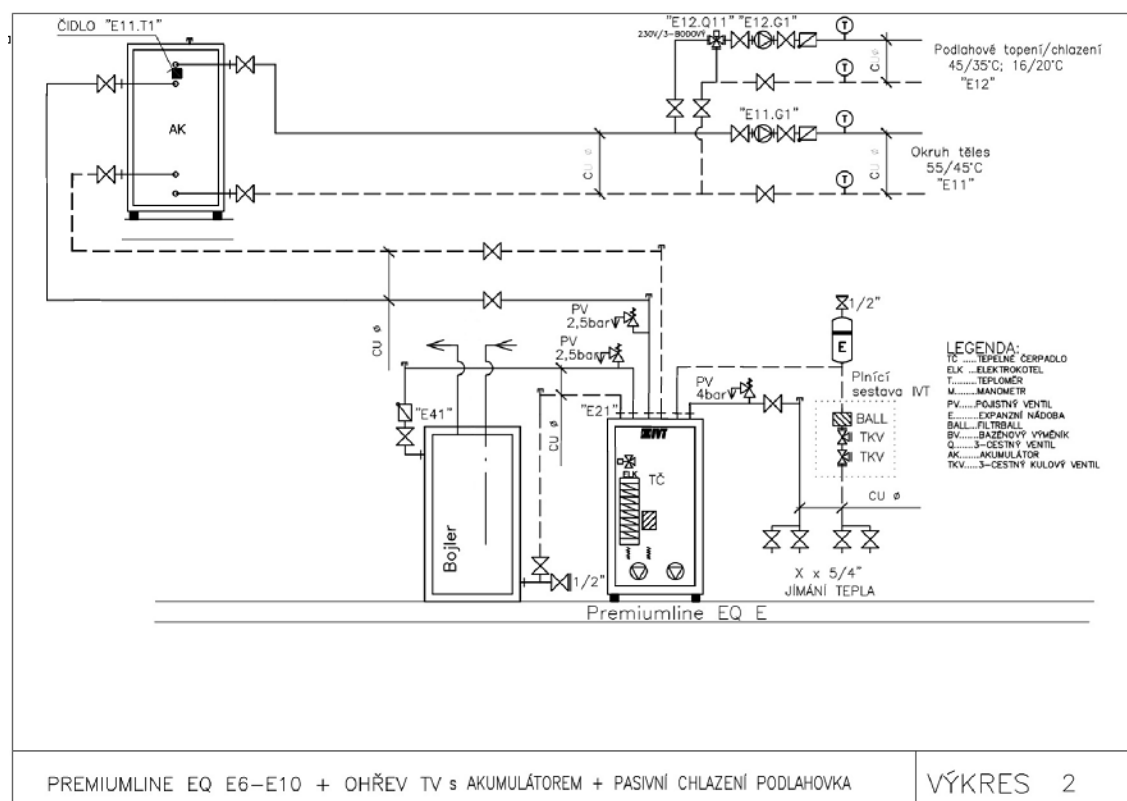
TEPELNÉ ČERPADLO		E6	E8	E10	E13	E17
Energetická třída - produkt		A++	A++	A++	A++	A++
Výkon při 0°C / 35°C ¹	kW	5,8	7,6	10,4	13,3	17,0
Příkon	kW	1,32	1,63	2,19	2,80	3,64
Topný faktor při 0°C / 35°C		4,4	4,7	4,8	4,8	4,7
Výkon při 0°C / 45°C ²	kW	5,6	7,3	10,0	12,8	16,1
Příkon	kW	1,65	2,03	2,63	3,37	4,47
Topný faktor při 0°C / 45°C		3,4	3,6	3,8	3,8	3,6
Vestavěný elektrický kotel 9 kW		Kaskádě spínaný s výkony 3—6—9 kW				
Nominální průtok na studeném okruhu	l/s	0,36	0,47	0,64	0,83	1,05
Vestavěné čerpadlo - externí tlak	kPa	55	90	100	98	94
Max. tlak na studeném okruhu	bar	4				
Objem studeného okruhu v TČ	l	5				
Nominální průtok na teplém okruhu	l/s	0,20	0,26	0,36	0,46	0,58
Max. tlak na teplém okruhu	bar	3				
Objem teplého okruhu v TČ	l	7				
Pojistka při dotopu 3 / 6 / 9 kW	A	10/16/20	16/16/20	16/20/25	16/25/25	20/25/32
Startovací proud bez softstartéru/ se softstartérem ³	A	27/-	38/27,5	45/29,5	53/28,5	65/<30
Max. příkon kompresoru	kW	2,5	3,0	4,1	5,5	7,0
Max. proud kompresoru	A	4,2	5,0	6,5	9,0	11,5
Hladina akustického výkonu Lw ⁴	dB(A)	51	52	51	48	47
Hmotnost	kg	144	157	167	185	192
Připojení na studeném okruhu	mm	Cu 28		Cu 35		
Připojení na teplém okruhu	mm	Cu 22		Cu 28		
Množství chladiva	kg	1,55	1,95	2,4	2,65	2,8
Chladicí medium		Bezfreonové chladivo R 410A				
Max. tlak kompresorového okruhu	bar	42				
Rozměry (š × h × v)	mm	600 × 645 × 1520				
Elektrické zapojení		400 V, N3 fáze				
Elektrické krytí		X1				
Výměníky		Nerezové deskové				
Kompresor		Scroll Copeland				
Rozsah teplot studeného okruhu		-5 až 20 °C				
Max. výstupní teplota topné vody		62°C				
Vestavěná ekvitermní regulace		Ekvitermní REGO 1000				

¹⁾ Při podmínkách +35 °C na výstupu z tepelného čerpadla a 0 °C na vstupu do tepelného čerpadla. (podle evropské normy EN 14511) ²⁾ Při podmínkách +45 °C na výstupu z tepelného čerpadla a 0 °C na vstupu do tepelného čerpadla. (podle evropské normy EN 14511) ³⁾ Tepelné čerpadlo možno objednat vč. softstartéru, výjma modelu IVT PremiumLine EQ E6 4) dle EN12102 (0/55°C)

Obrázek 7.1 - Technický list pro IVT PremiumLine EQ E10 [30].

	Primár	0°	10°
Výstup 35°	Topný výkon Chladicí výkon Elektrický příkon COP	10,40 8,21 2,19 4,80	13,60 11,41 2,19 6,20
Výstup 45°	Topný výkon Chladicí výkon Elektrický příkon COP	10,00 7,37 2,63 3,80	12,90 10,10 2,80 4,60
Výstup 55°	Topný výkon Chladicí výkon Elektrický příkon COP	9,40 6,04 3,36 2,80	12,00 8,57 3,43 3,50

Obrázek 7.2 - Parametry tepelného čerpadla PremiumLine EQ E10 (výkony uvedeny v kW) [30].



Obrázek 7.3 - Schéma zapojení PremiumLine EQ E10.

Vzhledem k charakteristice tepelného čerpadla IVT PremiumLine EQ E10, nebude využíváno dodatečného přívěvu otopné vody vestavěným elektrokotlem. Je jim však osazen, bude tedy spuštěn v případě mimořádně nízkých venkovních teplot.

7.2.1. Akumulační nádrž a zásobník teplé vody

Jako akumulční nádrž byl zvolen model HR 500 od společnosti IVT.

Tepelné čerpadlo – venkovní jednotka		HR 160	HR 200	HR 300	HR 400	HR 500
Objem teplé vody	l	160	200	300	400	500
Max. tlak na teplé vodě	bar	10	10	10	10	10
Průměr	mm	600	600	600	670	750
Výška	mm	1118	1340	1797	1832	1838
Hmotnost	kg	105	108	140	182	190
Klopová výška	mm	1240	1440	1870	1930	1970
Objem výměníku	l	8,9	11,8	17	24	24,9
Přestupní plocha	m ²	1,4	1,61	2,6	3,3	4

Obrázek 7.4 - Technický list akumulční nádrže.

Zvolená akumulční nádrž má objem 500 l. Její rozměry jsou výška 1838 mm, průměr 750 mm.

Akumulční nádrž bude oddělovat okruh tepelného čerpadla od okruhu topení, jak je uvedeno na výkresech.

Jako zásobník teplé vody byl zvolen model DS 300 R.

ZÁSOBNÍK TEPLÉ VODY		DS 200 R	DS 300 R	DS 300 RS
Doporučená max. velikost TČ		E11, AIR 90	E17, AIR 150	E17
Objem teplé vody	l	185	286	286
Objem vnějšího pláště (topné vody)	l	105	176	176
Připojení teplé/studené vody	mm	nerez 22	nerez 28	nerez 28
Připojení na topnou vodu		G25 vnější	G25 vnější	G25 vnější
Jímka čidla	mm	9,5	9,5	9,5
Připojení el. topného tělesa		—	2"	2"
Max. tlak na topné vodě	bar	3	2,5	2,5
Max. tlak na teplé vodě	bar	10	10	10
Hliníková anoda		ANO	ANO	ANO
Rozměry (š x h x v)	mm	600 x 600 x 1520	695 x 695 x 1700	695 x 695 x 1700
Hmotnost	kg	97	136	146
Připojení na solární topnou vložku	mm	—	—	Cu 15
Plocha solární topné vložky	m ²	—	—	2,5
Tlaková ztráta solární topné vložky	kPa	—	—	40 (při 20 l/min)
Materiál vnitřní/vnější nádoby/akumulátor		Nerez/ocel	Nerez/ocel	Nerez/ocel
Vestavěné čidlo GT3		ANO	ANO	ANO

Obrázek 7.5 - Technický list zásobníku teplé vody.

Zvolený zásobník má objem 286 l. Jeho rozměry pak jsou (š x h x v): 695x695x1700mm.

7.2.2. Regulace

Jako regulace bude použita základní regulace REGO 1000 doplněná o multimodul [30].

Základní funkce regulátoru:

- ekvitermní regulace topné vody jednoho přímého topného okruhu dle výstupní teploty topné vody a jednoho směřovaného okruhu.
- možnost kaskádního řízení dvou tepelných čerpadel (master x slave)
- možnost instalace korekčního čidla pokojové teploty s nastavením váhy čidla
- kaskádně řízený elektrokotel 3/6/9 kW
- prioritní ohřev teplé vody, funkce zvýšené potřeby teplé vody
- sanitace zásobníku teplé vody (ochrana před bakterií Legionella) s časovým programem
- časové řízení vytápění a ohřevu teplé vody, funkce dovolená
- archiv poruchových hlášení
- letní/zimní provoz
- orientační měření vyrobeného tepla pomocí TČ a dotopu, tepla odebraného vytápěním, teplou vodou a bazénem, provozní hodiny, počet startů kompresoru
- 2 x externí vstup (např. HDO)
- kontakt pro poruchové hlášení TČ nebo funkce časového řízení cirkulačního čerpadla TV (buď anebo)

Multimodul:

- k tepelnému čerpadlu lze připojit až 3 přídatné regulační karty (Multimodul) a řídit tak ekvitermně směřované okruhy, ohřev bazénu, dotop se směřovačem, pasivní chlazení (s jednotkou PKS, která již obsahuje regulační kartu z Multimodulu).
- možné kombinace funkcí Multimodulu viz. tabulka.
- každý okruh řízený Multimodulem může mít připojeno svoje vnitřní čidlo pokojové teploty

Kombinace	Okruh 1 (přímý) + Okruh 2 (směšovaný)	Okruh 3 (směšovaný)	Okruh 4 (směšovaný)	Chlazení	Bazén	Směšovaný dotop
1	Regulace TČ	ANO	ANO	ANO		
2	Regulace TČ	ANO	ANO		ANO	
3	Regulace TČ	ANO	ANO			ANO
4	Regulace TČ	ANO		ANO	ANO	
5	Regulace TČ	ANO		ANO		ANO
6	Regulace TČ	ANO			ANO	ANO
7	Regulace TČ			ANO	ANO	ANO

Obrázek 7.6 - Možné kombinace regulace PremiumLine EQ E10

7.2.3. Pasivní chlazení

Vrty zhotovené pro tepelné čerpadlo jsou přirozeným zdrojem chladu. Tepelné čerpadlo se vlastního chlazení neúčastní. Výhodou je minimální spotřeba elektrické energie na jinak energeticky náročnou klimatizaci. Pro zvýšení pasivního chladícího výkonu vrtů doporučujeme osadit 4 - trubkovou sondu. Při návrhovém teplotním spádu 12/16 °C je chladící výkon vrtů cca 15-20 W/m. Ideální je kombinovat pasivní chlazení se stropním nebo podlahovým chlazením, případně vhodně dimenzované fan coil [30].

Pro chlazení lze využít modul IVT PKS (pasivní chladicí stanice), která obsahuje deskový výměník mezi studenou stranou TČ a chladícím systémem, oběhové čerpadlo, 3 - cestný směšovací ventil, regulační kartu (stejná jako v Multimodulu) [30].

7.2.4. Aktivní chlazení

Tepelné čerpadlo slouží v létě jako chladič vody pro klimatizaci. Vyprodukované teplo je buď využito pro ohřev teplé vody a bazénu, nebo jde do vrtů, případně plošného kolektoru. Odvodem přebytečného tepla do vrtů dochází k jejich rychlejší regeneraci. Aktivní chlazení dokáže zajistit komfortní klimatizaci celého domu, ale je výrazně investičně a provozně dražší než pasivní chlazení [30].

7.3. AIR X

Systém vzduch-voda, určený pro vytápění a ohřev teplé vody, případně chlazení [30].

- Venkovní provedení tepelného čerpadla, propojení s technickou místností potrubím s topnou vodou
- 4 druhy vnitřních jednotek, vždy ve 2 velikostech dle výkonu TČ (se zásobníkem TV a elektrokotlem; se zásobníkem TV se solárním výměníkem a elektrokotlem; s elektrokotlem; s napojením na externí dotopový kotel)
- Provoz tepelného čerpadla do venkovní teploty -10 °C, poté vytápění dotopem

Tepelné čerpadlo – venkovní jednotka		AIR X 50	AIR X 70	AIR X 90	AIR X 130	AIR X 170
Energetická třída - produkt		A++	A++	A++	A++	A++
Topný výkon při 7°C / 35°C ¹⁾ 100%	kW	5,0	7,0	9,0	13,0	17,0
Topný výkon při 7°C / 35°C ¹⁾ 40%	kW	2,15	2,98	3,43	5,11	6,20
Topný faktor při 7°C / 35°C ¹⁾ 40%		4,88	4,84	5,08	4,90	4,99
Topný výkon při 2°C / 35°C ¹⁾ 100%	kW	4,0	6,0	8,0	11,0	14,0
Topný výkon při 2°C / 35°C ¹⁾ 80%	kW	2,94	3,90	5,11	7,11	7,40
Topný faktor při 2°C / 35°C ¹⁾ 80%		4,02	4,15	4,22	4,05	4,03
Topný výkon při -7°C / 35°C ¹⁾ 100%	kW	4,57	6,18	8,43	10,99	12,45
Topný faktor při -7°C / 35°C ¹⁾ 100%		2,89	2,82	2,92	2,85	2,85
SCOP ²⁾		4,89	4,72	4,85	4,84	4,81
Chladicí výkon při 35/15°C		5,9	6,7	9,3	11,1	11,9
EER		4,23	3,65	3,64	3,23	3,28
Elektrické napájení		230 V, 1N, AC, 50 Hz			400 V, 3N, AC, 50 Hz	
Jistič pro tepelné čerpadlo	A	10	16	16	13	13
Max. el. příkon	kW	2,3	3,2	3,6	7,2	7,2
Množství chladiva R 410A ³⁾	kg	1,7	1,75	2,35	3,3	4,0
Nominální průtok topným systémem	l/s	0,32	0,33	0,43	0,62	0,81
Interní tlaková ztráta TČ	kPa	9,7	7,5	10,5	15,5	22,9
Ventilátor (DC Inverter), max. příkon	W	180			250	
Maximální průtok vzduchu	m ³ /h	4 500			7 300	
Hladina akustického tlaku v 1 m ⁴⁾	dB(A)	41	40	43	42	40
Hladina akustického výkonu ⁴⁾	dB(A)	54	53	56	55	53
Elektrické krytí		IP X4				
Maximální teplota topné vody	°C	60°C (do -5°C), 52°C (do -15°C)				
Rozměry (šířka x výška x hloubka)	mm	930 x 1370 x 440			1200 x 1680 x 550	
Hmotnost	kg	67	71	75	130	132
Připojení topného okruhu		G1" vnější závit				
Připojení odvodu kondenzátu		Plast 32 mm				
Odtávání		Horlým plynem přes čtyřcestný ventil				
Kompresor		Dvojitý rotační frekvenčně řízený, Mitsubishi Electric				
Provozní rozsah v režimu ohřevu	°C	-20°C / +35°C				
Funkce chlazení		ANO				
Štítek hermeticky těsný okruh		ANO				

1) Hodnoty dle EN 14511. 2) Hodnoty dle EN 14825. 3) GWP100 = 1980. 4) dle EN12102 (7/65°C, 40 %).

Obrázek 7.7 - Technický list pro IVT AIR X 130 [30].

		AirBox E 50-90	AirBox E 130-170
Doporučená velikost tepelného čerpadla		AIR X 50-90	AIR X 130-170
Elektrické napájení	V	400 V, 3N, AC, 50 Hz	
Doporučený jistič	A	16	16
Vestavěný kaskádně spínaný elektrokotel		3-6-9 kW	3-6-9 kW
Připojení k tepelnému čerpadlu přívod/zpátečka + přívod topného systému		G1 – vnější závit	G1 – vnější závit
Připojení k topnému systému-zpátečka		G1 – vnitřní závit (adaptér)	G1 – vnitřní závit (adaptér)
Max. dovolený tlak topné vody	bar	2,5	
Min. dovolený tlak topné vody	bar	0,5	
Expanzní nádoba	l	10	
Externí dispoziční tlak čerpadla		Dle velikosti TČ – viz. instalační návod	
Minimální průtok	l/s	0,32	0,56
Oběhové čerpadlo		Grundfos UPM2 25-75 PWM	Grundfos UPM GEO 25-65 PWM
Max. teplota topné vody (pouze s elektrokotlem)		85°C	
Elektrické krytí		IP X1	
Rozměry (šířka x hloubka x výška)	mm	485 x 386 x 700	
Hmotnost	kg	35	
Vestavěno		Pojistný ventil a automatický odvzdušňovací ventil	

Obrázek 7.8 - Technický list vnitřní jednotky IVT AirBox E 130-170 [30].

Parametry tepelného čerpadla IVT AIR X 130

Parametry změřené dle normy EN 14511

	Teplota primár	-15	-7	2	7
Teplota sekundár					
Výstup 35°	Topný výkon Elektrický příkon COP	8,43 3,53 2,39	10,79 4,00 2,70	6,49 1,61 4,03	4,93 1,07 4,62
Výstup 45°	Topný výkon Elektrický příkon COP	- - -	10,70 4,46 2,40	- - -	4,77 1,33 3,59
Výstup 55°	Topný výkon Elektrický příkon COP	- - -	10,97 4,97 2,21	- - -	4,45 1,62 2,75

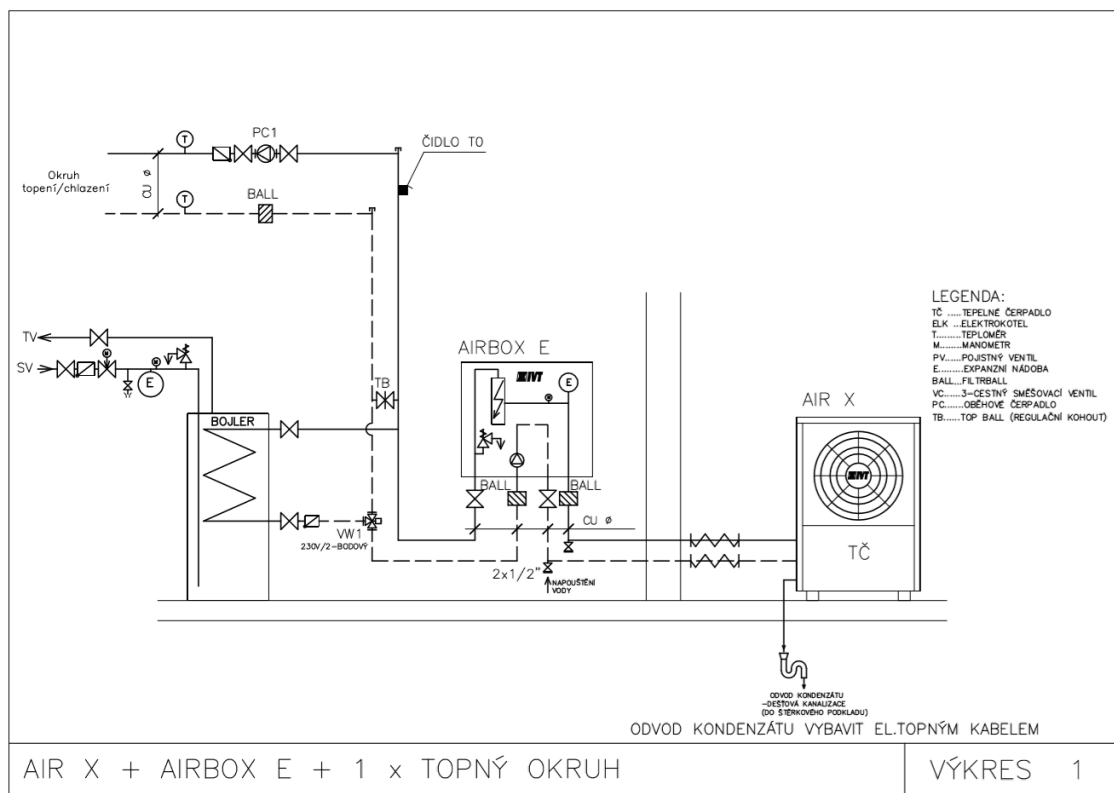
7°C - měřeno při 40 % otáček

2°C - měřeno při 60 % otáček

-7 a -15°C - měřeno při 100 % otáček

Obrázek 7.9 - Parametry tepelného čerpadla IVT AIR X 130 (výkony uvedeny v kW) [30].

Vzhledem k charakteristice tepelného čerpadla IVT AIR X 130, bude využíváno dodatečného přívodu otopné vody vestavěným elektrokotlem při poklesu teploty pod -10°C.



Obrázek 7.10 - Schéma zapojení AIR X [30].

7.3.1. Akumulační nádrž a zásobník teplé vody

Jako zásobník teplé vody volím model HR 500 od společnosti IVT.

Tepelné čerpadlo – venkovní jednotka		HR 160	HR 200	HR 300	HR 400	HR 500
Objem teplé vody	l	160	200	300	400	500
Max. tlak na teplé vodě	bar	10	10	10	10	10
Průměr	mm	600	600	600	670	750
Výška	mm	1118	1340	1797	1832	1838
Hmotnost	kg	105	108	140	182	190
Klopná výška	mm	1240	1440	1870	1930	1970
Objem výměníku	l	8,9	11,8	17	24	24,9
Přestupní plocha	m ²	1,4	1,81	2,6	3,3	4

Obrázek 7.11 - Technický list akumulční nádrže [30].

Zvolený zásobník má objem 500 l. Jeho rozměry jsou výška 1838 mm, průměr 750 mm.

Akumulační nádrž bude oddělovat okruh tepelného čerpadla od okruhu teplé vody, jak je uvedeno na výkresech.

Vzhledem k tomu, že akumulátor u tohoto provedení není potřeba nainstalovat, jelikož nesplňujeme ani jednu podmínku pro jeho instalaci, vyžadovanou ve výrobní dokumentaci jako [30]:

- nebude zajištěn trvalý průtok z TČ alespoň do 30 m² podlahového vytápění nebo do 4 radiátorů (každý o výkonu min. 500 W). Tyto okruhy nesmí být vybaveny termostatickými hlavicemi nebo el. pohony.
- v objektu bude ohřev topné vody pro VZT
- extrémně nízký objem topné/chladicí vody v topném/chladicím systému (pod 100 l u AIR X130-170)
- kombinace tepelného čerpadla a krbu, případně kotle na tuhá paliva 5.
- kombinace s fotovoltaikou
- využití inteligentních sítí Smart Grid, kdy musí být všechny topné okruhy směřované nebude nainstalován.

Z tohoto důvodu nebude akumulátor instalován.

7.3.2. Regulace

Regulace bude provedena regulátorem REGO 2000. K tomuto regulátoru bude doplněna regulační karta MM 100 [30].

Základní funkce regulátoru:

- ekvitermní regulace jednoho přímého topného/chladicího okruhu
- možnost instalace čidla vnitřní teploty s nastavením váhy čidla
- kaskádní řízení výkonu vestavěného dotopového elektrokotle
- plynulé řízení výkonu externího dotopového kotle
- optimalizace provozu TČ a plyn. dotopu s ohledem na ceny energií x COP x venkovní teploty (hybridní systém)
- sanitace zásobníku teplé vody (funkce Legionella) s časovým programem
- prioritní ohřev teplé vody, funkce zvýšené potřeby teplé vody
- časové řízení vytápění a ohřevu teplé vody, funkce dovolená
- archiv poruchových hlášení
- letní/zimní provoz
- řízení chodu el. topného kabelu
- externí řízení (např. HDO)
- řízení cirkulačního čerpadla TV
- vysoušecí program pro podlahové vytápění
- spolupráce s fotovoltaikou
- spolupráce se Smart Grid

MM 100 umožňuje:

- k tepelnému čerpadlu lze připojit až 3 přídatné regulační karty MM 100 a řídit tak ekvitermně směřované okruhy.
- každý okruh řízený pomocí MM 100 může mít připojeno svoje vnitřní čidlo pokojové teploty RC 100/RC 100H.

RC 100H je s čidlem vlhkosti, což je jako podmínka k chlazení.

7.3.3. Chlazení

Tepelné čerpadlo AIR X umí také chladit. Chladit lze podlahou, stěnami, stropem nebo fan coilů či VZT. Radiátory jsou pro chlazení nevhodné. Nutnou podmínkou pro provoz chlazení pomocí fan coilů (VZT) je instalace pokojového čidla RC 100 (RT 2000) nebo u plošných systémů pokojové čidlo se senzorem vlhkosti RC 100H (RTH 2000). Pokojové čidlo je nutno instalovat na každém okruhu, kterým chceme chladit [30].

Provoz chlazení je spouštěn od venkovního čidla a od vnitřního čidla. Venkovní čidlo dává informaci, zda je potřeba vytápět (Zimní provoz), nebo je potřeba chladit (Letní provoz s chlazením) nebo jsme v pásmu mezi vytápěním a chlazením (Neaktivní režim). Přechod mezi jednotlivými režimy je s určitým časovým zpožděním. Mezní venkovní teploty a časová zpoždění jsou nastavitelné v regulaci. Když je TČ v Letním provozu s chlazením a pokojová teplota přesáhne nastavenou teplotu, proběhnou časovače a TČ začne chladit [30].

Chladí se na nastavenou konstantní teplotu chladicí vody. Min. teplota na výstupu v režimu chlazení je 7°C. Při chlazení pod rosným bodem je nutné izolovat rozvody chladířskou izolací [30].

Regulační jednotka vnitřní jednotky má v režimu chlazení aktivní napěťový výstup PK2 (230 V). Pomocí tohoto výstupu lze ovládat např. 3 - cestné přepínací ventily, oběhová čerpadla, zavřít smyčky podlahového chlazení, které nechceme chladit (koupelny, bazény), dát informaci nadřazené regulaci, že probíhá chlazení atd [30].

U plošných systémů chlazení obvykle stačí nastavení bezpečné minimální teploty chladicí vody na $T_{\min} > 16\text{ °C}$ ve spolupráci s pokojovým čidlem RC 100H, které zvýší teplotu chladicí vody, když se vlhkost přiblíží bodu kondenzace. V náročnějších

aplikacích lze na potrubí instalovat čidla kondenzace a blokovat funkci chlazení přes kontakt MK2 [30].

V létě je možno provozovat ohřev vody, ohřev bazénu a chlazení. Jednotlivé požadavky plní TČ postupně (nemůže např. chladit do podlahového chlazení a zároveň ohřívat TV) dle priorit. Nejvyšší prioritu má ohřev TV, pak chlazení a nejmenší prioritu má ohřev bazénu.

8. Energetická a ekonomická bilance

8.1. Energetická bilance

Detailní výpočet je možno vidět v příloze na CD.

Energetická bilance je provedena součtem všech energií spotřebovaných v domě. V případě, kdyby byly porovnávány jednotlivé způsoby provozu domu bez přihlédnutí k ceně a spotřebě všech jednotlivých komodit, které jsou potřeba pro energetický provoz domu, nebylo by toto srovnání kompletní a ani vypovídající. Proto se uvažuje s celkovou stálou roční spotřebou elektrické energie, celkovou roční spotřebou energie na ohřev teplé vody, celkovou roční energií potřebnou na vytápění i celkovou roční energií potřebnou ke klimatizaci zvolených místností.

Energie, která vznikne během chlazení v letních měsících se v případě tepelného čerpadla AIR X odvede do okolního vzduchu a nijak se nevyužije. V případě tepelného čerpadla PremiumLine EQ E10 teplo odebrané z domu poslouží k regeneraci vrtu a prodlouží se tak jeho životnost, jelikož při způsobu pasivního chlazení dosahujeme teplot pouze 20 °C, nemá pro nás smysl tuto energii využívat jiným způsobem.

Při výpočtu celkové energie na vytápění a chlazení bylo použito dat pro klimatický rok, kdy jsou hodinu po hodině vypsány data pro venkovní teploty, ozáření na orientovanou plochu atd.

8.1.1. Výpočet tepelných zisků

Výpočet tepelných zisků byl proveden pro den 1.1. 8:00 hod a to následovně:

Nejprve bylo vypočítáno záření okna.

$$(8.1) \text{ Prostup tepla okny na západ radiací: } \dot{Q}_{ori} = S_{OS} * I_G * s * c_0 * T_d \quad [W]$$

Kde: c_0 – korekce čistoty atmosféry, zvolena 1

s – stínící součinitel [-], byl použit 0,3. Předpokládá se stínění oken vnějšími žaluziemi.

S_{OS} – celková plocha oken [-]

T_D – celkový poměr propustnosti difuzní sluneční radiace dvojsklem [-] dle normy
je $T_d = 0,75 \text{ W/m}^2$

$$\dot{Q}_{ori,j} = 3,12 * 146 * 0,3 * 1 * 0,75 = 102 \text{ W}$$

U_k – součinitel prostupu tepla konstrukcí vnější stěny [$\text{W/m}^2\text{K}$]

S – plocha vnější západní, resp. východní stěny [m^2]

t_i – požadovaná vnitřní teplota klimatizovaného prostoru [$^{\circ}\text{C}$]

$t_{r,m}$ – průměrná rovnocenná sluneční teplota na jižní, východní stěně, resp. pod
přístřeškem [$^{\circ}\text{C}$]

Stejný výpočet byl proveden i pro okna jih. $\dot{Q}_{ori,z} = 29,8 \text{ W}$.

Tepelný zisk vnějšími stěnami.

(8.2) Tepelný zisk $\dot{Q}_S = [U_k * S_J * (t_{jr,m} - t_i)]$ [W]
vnějšími stěnami:

Dosazení:

$$\dot{Q}_S = [0,24 * 100,405 * (4,3 - 24)] = -474 \text{ W}$$

(8.3) Tepelný zisk $\dot{Q}_l = \dot{V}_l * \rho * c * (t_e - t_i)$ [W]
větracím vzduchem:

Kde: \dot{V}_l – objemový tok větracího vzduchu [m^3/s]

ρ – hustota přiváděného vzduchu [kg/m^3]

c – měrná tepelná kapacita vzduchu [$\text{J/kg}^{\circ}\text{K}$]

Dosazení:

$$\dot{Q}_l = 0,0318 * 1,2 * 1010 * (4,3 - 24) = -759 \text{ W}$$

Následně byla vypočítána tepelná zátěž součtem tepelných zisků jako v kapitole 5:

(8.4) Tepelná zátěž:

$$\dot{Q}_{max} = \sum Q_i \quad [W]$$

Kde: Q_i – jednotlivé tepelné zisky (zářením okny, prostup vnější stěnou, od lidí, od svítidel, z elektrických zařízení, větracím vzduchem)

Dosazení:

$$\dot{Q}_{max} = 102 + (-317,7) + (-474,7) + 225 + 113 + 600 + (-759) = -481 \text{ W}$$

Pro určení, kdy je potřeba chladit byla vypočtena energie ve vnitřním vzduchu a poté k ní přičteny tepelné zisky. Výsledná energie byla převedena na teplotu a byla zadána podmínka, že pokud vzroste teplota v pokojích o víc než 1 °C a zároveň překročí zisky hranici 1000 W (z důvodu, aby bylo vyvarováno chlazení, když je například splněna podmínka pouze hodinu denně, kdy je pro nás ekonomičtější vyvětrat), tepelné čerpadlo odvede daný zisk. Zároveň byl stanoven předpoklad, že chladit se bude pouze v rozmezí 1.7. – 15.9.

Celková suma odebraných tepelných zisků je pak součtem tepelných zisků, které splnily podmínku v daném období a rovna 204,88 kWh.

8.1.2. Výpočet tepelných ztrát

Výpočet tepelných ztrát byl proveden pomocí simulace klimatického roku.

Při výpočtu potřebného tepla dodaného do budovy k vytápění se postupovalo stanovením ztrát z jednotlivých konstrukcí, tzn. Ztráta okny, dveřmi, stěnami, střechou, stropem, podlahou nad sklepem, podlahou nad terénem a tepelnými vazbami.

(8.5) Celková tepelná
ztráta prostupem:

$$\phi_T = \sum \phi_{T,i} + \phi_{tepel.vazeb} \quad [W]$$

Kde: ϕ_T – celková tepelná ztráta prostupem [W]

$\phi_{T,i}$ – ztráta prostupem i-tou konstrukcí [W]

$\phi_{tepel.vazeb}$ – ztráta tepelných vazeb [W]

(8.6) Ztráta prostupem i-tou konstrukcí:
$$\phi_T = S * U_k * (t_i - t_e)$$
 [W]

Kde: S – celková plocha konstrukce daného typu [m²]

U_k – součinitel prostupu tepla pro danou konstrukci [W/m²K]

t_e – venkovní zimní výpočtová teplota [°C], zvolena teplota -15 °C

(8.7) Ztráta tepelných vazeb:
$$\phi_{tepel.vazeb} = \sum S * 0,05 * (t_i - t_e)$$
 [W]

Kde: S – plocha konstrukce [m²]

(8.8) Tepelná ztráta větráním:
$$\phi_V = \dot{V} * \rho * c * (t_i - t_p)$$
 [W]

Kde: \dot{V} – objemový tok přiváděného vzduchu [m³/s]

t_i – teplota vzduchu v místnosti [°C]

t_p – teplota přiváděného vzduchu [°C]

Tepelná ztráta určena pomocí obálkové metody byla určena součtem tepelné ztráty větráním a prostupem.

(8.9) Celková tepelná ztráta:
$$Q_{ztr} = \phi_T + \phi_V$$
 [W]

Po zjištění celkové tepelné ztráty pro danou hodinu v roce byla jako v případě s chlazením stanovena energie vnitřního vzduchu:

(8.10) Energie ve vnitřním
vzduchu:

$$Q_{vn,v} = V * \rho * c * t_{vn} + Q_{ztr} \quad [W]$$

Kde: V – objem vnitřního vzduchu [m^3]

ρ – hustota vzduchu [kg/m^3]

c – měrná tepelná kapacita vzduchu [$J/kg \cdot K$]

t_{vn} – vnitřní teplota [$^{\circ}C$]

Q_{ztr} – tepelná ztráta [W]

Dále byla stanovena podmínka, že pokud překročí tepelná ztráta vnitřního vzduchu $1^{\circ}C$ a zároveň je větší než $700 W$, sepne se topení a tepelná ztráta se vyrovná. Neuvažuje se vytápění v období od 1.7. do 31.8. V dané rovnici se nepočítalo s akumulací energie ve stěnách, jelikož se snažíme dodržet konstantní teplotu v místnosti.

Poté byla spočítána suma tepelných ztrát splňujících tuto podmínku, která činí $30611 kWh/rok$.

Jelikož u tepelného čerpadla vzduch/voda vzniká v průběhu roku ke kolísání topného faktoru, byly stanoveny topné faktory pro různé teploty, a to:

- Menší než $45/-10$ – topení elektrokotlem (účinnost 99%)
- Větší než $45/-10$ a zároveň menší než $45/-7$ – topný faktor $2,35$
- Větší než $45/-7$ a zároveň menší než $45/-3,5$ – topný faktor $2,4$
- Větší než $45/-3,5$ a zároveň menší než $45/4,5$ – topný faktor 3
- Větší než $45/4,5$ topný faktor $3,59$

U tepelného čerpadla země/voda se předpokládal stálý topný faktor $4,6$.

Ve výpočtovém excelu poté proběhlo zadání podmínek pro venkovní teplotu a topný faktor. Následně byly tepelné ztráty budovy poděleny topným faktorem pro zjištění příkonu tepelného čerpadla.

U tepelného čerpadla vzduch/voda se příkon rovnal $10665,6 kWh$ a u tepelného čerpadla země/voda se příkon rovnal $6653 kWh$.

Pro porovnání byly přidány spotřeby na ohřev teplé vody a stálá spotřeba elektrické energie. Následně byla vytvořena tabulka energie spotřebované za rok určitým způsobem vytápění/chlazení.

Tabulka 8-1 - Energetická bilance zdrojů energie

Spotřeba tepelného čerpadla vzduch/voda		
AIR X spotřeba vytop + klima	Roční spotřeba pro ohřev TV – AIR X	Stálá spotřeba el. Energie
[kWh]	[kWh]	[kWh]
10870	2059	6000

Spotřeba tepelného čerpadla země/voda		
Celková spotřeba PremiumLine EQ E10	Roční spotřeba pro ohřev TV – AIR X	Stálá spotřeba el. Energie
[kWh]	[kWh]	[kWh]
6858	1304	6000

Spotřeba elektrokotle			
Elektrický kotel spotřeba	Elektrický kotel účinnost	Stálá spotřeba el. Energie	Roční spotřeba energie pro ohřev TV
[kWh]	[-]	[kWh]	[kWh]
30508	0.99	6000	6000

Spotřeba plynového kondenzačního kotle			
Kondenzační plynový kotel spotřeba	Kondenzační plynový kotel účinnost	Stálá spotřeba el. Energie	Roční spotřeba energie pro ohřev TV
[kWh]	[-]	[kWh]	[kWh]
30214	1.02	6000	6000

Tabulka 8-2 - Energie spotřebovaná za rok

Energie spotřebovaná celkem/rok		
Vzduch/voda	[kWh]	18929
Země/voda	[kWh]	14118
Elektrokotel	[kWh]	42508
Plynový kondenzační kotel	[kWh]	42214

Z předchozí tabulky vyplývá, že vzhledem k energii, kterou potřebujeme dodat ze sítě nejlépe vychází tepelné čerpadlo PremiumLine EQ E10, jelikož vrt má stabilní teplotu po celý rok a dosahuje tím pádem vysokých topných faktorů. Co se týče chlazení je pro tuto aplikaci také nejvhodnější z důvodu možnosti chladit pasivně, a tedy s minimální spotřebou energie.

Tepelná čerpadla v porovnání s ostatními zdroji energie spotřebovávají několikanásobně méně energie, čímž v dlouhodobém hledisku ušetří i náklady.

8.2. Ekonomická bilance

Jednotlivé položky k ekonomické bilanci jednotlivých řešení jsou uvedeny v následujících kapitolách.

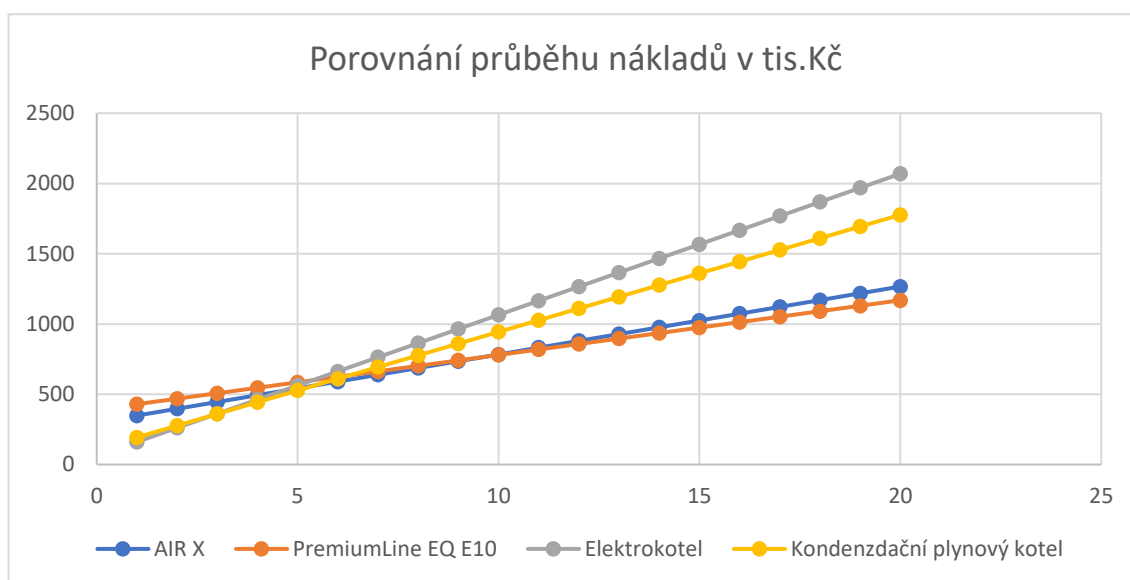
Ekonomická bilance jednotlivých řešení spočívá ve stanovení pořizovacích nákladů na jednotlivé varianty a jejich nákladům na provoz. Z těchto dat byla pak sestavena tabulka 8-3, která uvádí náklady na jednotlivé řešení v průběhu let.

Z tabulky níže vyplývá, že návratnost tepelných čerpadel oproti jiným zdrojům, jako je elektrokotel, je pro tepelné čerpadlo AIR X 5 let a pro PremiumLine EQ E10 5-6 let, nebo plynový kondenzační kotel je pro AIR X 5-6 let a pro PremiumLine EQ E10 6-7 let.

Tepelné čerpadlo IVT PremiumLine EQ E10 se oproti AIR X vyplatí až po 10 letech.

Tabulka 8-3 – Porovnání nákladů tepelných čerpadel s jinými zdroji

Náklady na provoz v tis.Kč/rok				
Rok	AIR X	IVT PremiumLine EQ E10	Elektrokotel	Kondenzační plynový kotel
1	348	429	160	193
2	397	468	261	277
3	445	507	361	360
4	493	546	462	443
5	542	585	562	527
6	590	624	663	610
7	638	663	763	693
8	687	702	864	777
9	735	741	964	860
10	783	780	1065	943
11	832	818	1165	1027
12	880	857	1266	1110
13	928	896	1366	1193
14	976	935	1466	1277
15	1025	974	1567	1360
16	1073	1013	1667	1443
17	1121	1052	1768	1527
18	1170	1091	1868	1610
19	1218	1130	1969	1693
20	1266	1169	2069	1777



Graf 8-1 – Porovnání nákladů na provoz tepelných čerpadel s jinými zdroji

Výpočet byl proveden pro data z klimatického roku pro oblast Ostrava-Poruba. Výsledné hodnoty se tak mohou mírně lišit.

8.2.1. Stanovení ročních cen vytápění

Stanovení ročních cen vytápění probíhalo následovně. Nejprve byla zjištěna celková roční spotřeba energií. Posléze byly k daným energiím zjištěny ceny a další poplatky spojené s užíváním, jako například platba za jistič. Následně bylo stanoveno množství potřebné energie pro daný zdroj a vynásobeno jeho cenou.

Ceny pro elektrickou energii byly určeny dle platného ceníku ČEZ. Cena pro 1 kWh plynu byla použita jako průměr cen různých dodavatelů.

Tabulka 8-4 - Roční náklady na kondenzační plynový kotel

Plyn	Komodita	Množství	Cena	Cena/rok
		[kWh]	[Kč]	[Kč]
Stálý plat	jistič do 25 A	12	119.79	1437
Klimatizace	Elektřina	205	4.14773	850
Plyn	Plyn	36009	1.46	52573
D02d – běžná	Elektřina	6000	4.14773	24886
Poplatek POZE	Elektřina	1	3593.7	3594
				83340

Jak je možné vidět v tabulce výše, stálý plat za 25 A jistič činí 119,79,- Kč měsíčně, což je 1473 Kč/rok, klimatizace potřebná k ochlazení vnitřního prostředí v létě odebere za rok 205 kWh, což při ceně 4,14773,- Kč činí 850,- Kč/rok, plynu potřebného k vytápění je pro danou aplikaci potřeba 36009 kWh, což za rok při ceně 1,46,- Kč/kWh činí 52573,- Kč. Dále je do porovnání započítána stálá spotřeba elektrické energie, která je 6000 kWh. Vynásobíme-li ji cenou za 1 kWh, která činí 4,14773,- Kč, výsledná cena je 24886,- Kč/rok. Poplatek POZE byl převzat z interních kalkulací firmy IVT pro dané způsoby vytápění a činí 3594,- Kč.

Tabulka 8-5 - Roční náklady na elektrokotel

Elektrokotel	Komodita	Množství	Cena	Cena/rok
		[kWh]	[Kč]	[Kč]
D56d – NT	Elektřina	35958	1.975	71016
D56d – VT	Elektřina	6345	2.02225	12832
Elektrické topení	Elektřina	42303		
Stálý plat	jistič do 40 A	12	191.18	2294
Klimatizace	Elektřina	205	1.975	405
Poplatek POZE	Elektřina	1	13915.2	13915
				100462

Jak je možné vidět v tabulce výše, stálý plat za 40 A jistič činí 191,18,- Kč měsíčně, což je 2294 Kč/rok, klimatizace potřebná k ochlazení vnitřního prostředí v létě odebere za rok 205 kWh, což při ceně 1,975,- Kč činí 405,- Kč/rok, elektřiny potřebné k vytápění, ohřevu TV a stálé spotřebě je pro danou aplikaci potřeba 42303 kWh, tu musíme poměrově rozdělit pro cenu za vysoký a nízký tarif elektřiny, což je pro vysoký tarif 15 % spotřeby a nízký tarif 85% spotřeby, při cenách VT – 2,02225 činí za rok náklady 71016,- Kč a NT – 1,975,- Kč činí za rok náklady 12832,- Kč. Poplatek POZE byl převzat z interních kalkulací firmy IVT pro dané způsoby vytápění a činí 13915,- Kč.

Tabulka 8-6 - Roční náklady na AIR X

AIR X	Komodita	Množství	Cena	Cena/rok
		[kWh]	[Kč]	[Kč]
D56d – NT	Elektřina	18234	1.975	36013
D56d – VT	Elektřina	900	2.02225	1820
Stálá spotřeba	Elektřina	6000		
Stálý plat	jistič do 32 A	12	153.67	1844
Poplatek POZE	Elektřina	1	8642	8642
				48319

Jak je možné vidět v tabulce výše, stálý plat za 32 A jistič činí 153,67,- Kč měsíčně, což je 1844,- Kč/rok, elektřiny potřebné k vytápění, kdy tepelné čerpadlo bude vytápět pouze při nižší ceně elektrické energie je potřeba 10870 kWh, přičteme-li k ní však spotřebu energie na ohřev teplé vody a 85% stálé spotřeby, činí tato spotřeba v době nízkého tarifu elektrické energie 18234 kWh, což za rok při ceně 1,975, - Kč/kWh činí 36013,- Kč. Dále je do porovnání započítána spotřeba elektrické energie ve vysokém tarifu, která činí 15% stálé spotřeby, která je 900 kWh. Vynásobíme-li ji cenou za 1 kWh, která činí 2,02225,- Kč, výsledná cena je 1820,- Kč/rok. Poplatek POZE byl převzat z interních kalkulací firmy IVT pro dané způsoby vytápění a činí 8642 Kč.

Tabulka 8-7 - Roční náklady na PremiumLine EQ E10

PremiumLine EQ E10	Komodita	Množství	Cena	Cena/rok
		[kWh]	[Kč]	[Kč]
D56d – NT	Elektřina	13467	1.975	26597
D56d – VT	Elektřina	900	2.02225	1820
Ohřev TV a spotřeba	Elektřina	6000		
Stálý plat	Jistič do 32 A	12	153.67	1844
Poplatek POZE	Elektřina	1	8642	8642
				38903

Jak je možné vidět v tabulce výše, stálý plat za 32 A jistič činí 153,67,- Kč měsíčně, což je 1844,- Kč/rok, elektřiny potřebné k vytápění, kdy tepelné čerpadlo bude vytápět pouze při nižší ceně elektrické energie je potřeba 6858 kWh, přičteme-li k ní však spotřebu energie na ohřev teplé vody a 85% stálé spotřeby, činí tato spotřeba v době nízkého tarifu elektrické energie 13467 kWh, což za rok při ceně 1,975, - Kč/kWh činí 26597,- Kč. Dále je do porovnání započítána spotřeba elektrické energie ve vysokém tarifu, která činí 15% stálé spotřeby, která je 900 kWh. Vynásobíme-li ji cenou za 1 kWh, která činí 2,02225,- Kč, výsledná cena je 1820,- Kč/rok. Poplatek POZE byl převzat z interních kalkulací firmy IVT pro dané způsoby vytápění a činí 8642 Kč.

8.2.2. Stanovení pořizovacích nákladů na TČ

Stanovení pořizovacích nákladů na tepelné čerpadla proběhlo dle interního ceníku IVT.

Tabulka 8-8 - Stanovení hloubky vrtu [29]

Celková potřeba tepla z vrtu/rok	Potřebná hloubka vrtu	Specifický odběrový výkon podloží
[kWh]	[m]	[kWh/m]
15000	125	120

Provozní maximální roční zátěž vrtů je z dlouhodobého zachování výkonu zařízení zásadní parametr. Při plánování je spíše vhodné uvažovat celkovou možnou dodanou energii z vrtů, která je 90 až 145 kWh/rok na jeden metr vrtu v režimu 2 400 hodin zátěže. [29].

Stanovení hloubky vrtu:

Celkovou možnou dodanou energii z vrtů volím 120 kWh/rok. Celková potřeba tepla odebraného z vrtu byla zaokrouhlena na 15000 kWh. Když tedy tyto dvě hodnoty podělíme, získáme potřebnou délku vrtu a ta činí 125 m.

Tabulka 8-9 - Náklady tepelné čerpadlo PremiumLine EQ E10 [30]

Cena 1 m vrtu	[Kč]	900
Skutečná hloubka vrtu	[m]	125
Cena za vrt	[Kč]	112500
Cena tepelného čerpadla PremiumLine EQ E10	[Kč]	187000
Příslušenství	[Kč]	90000
		390525

Ceny stanovené v tabulce výše jsou uvedeny v interním ceníku IVT. Cena 1 m vrtu je uvedena jako průměrná na trhu.

Tabulka 8-10 - Náklady na tepelné čerpadlo AIR X

Sestava IVT AIR X 130 + AirBox E	[Kč]	210000
Příslušenství	[Kč]	90000
		300000

Ceny stanovené v tabulce výše jsou uvedeny v interním ceníku IVT.

Tabulka 8-11 - Náklady na jednotlivé zdroje

		AIR X	PremiumLine EQ E10	Elektrokotel	Kondenzační plynový kotel
Roční náklady	[Kč]	48319	38903	100462	83340
Pořizovací náklady	[Kč]	300000	390525	60000	110000

Pořizovací náklady pro jednotlivé zdroje energie jsou odhadované náklady na zřízení daného způsobu vytápění včetně potřebných přípojek atp.

9. Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout a porovnat varianty chlazení tepelným čerpadlem země/voda a vzduch/voda, dále pak provést rozvahu o využití odpadního tepla při chlazení a zhodnotit energetické a ekonomické hledisko daných řešení.

V první části práce byl proveden výpočet tepelných zisků a ztrát budovy, potřebný pro určení potřebného výkonu jednotlivých tepelných čerpadel a pro stanovení potřebné plochy stropního chlazení.

Poté byl navrhnut v programu RAUCAD/TechCON systém stropního chlazení, který se skládá z 14 chladících okruhů a byly určeny charakteristiky jednotlivých okruhů a rozvodů. Dále byly zvoleny jednotlivá tepelná čerpadla s veškerým potřebným příslušenstvím.

V poslední části této práce bylo provedeno energetické zhodnocení jednotlivých způsobů vytápění rozšířené o vytápění elektrokotlem a kondenzačním plynovým kotlem. Dále pak ekonomické hodnocení těchto variant.

Jako optimální varianta vychází způsob země/voda, z důvodu nejnižších provozních nákladů. Nicméně jeho vysoká pořizovací cena může tuto výhodu zastínit. V tomto případě však tepelné čerpadlo vzduch/voda nabízí stále poměrně nízké náklady na provoz vzhledem k nižším potřebným počátečním investicím.

Zdroje

- [1] Venkovní výpočtové teploty a otopná období dle lokalit. Tzb info[online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/25-venkovni-vypoctove-teploty-a-otopna-obdobi-dle-lokalit>
- [2] Katalog stavebních materiálů[online]. [cit. 2019-04-03]. Dostupné z: https://www.tzb-info.cz/docu/tabulky/0000/000068_katalog.html#ytong
- [3] ČSN 730548: Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů. Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1985.
- [4] PROJEKT III. (IV.) -Vzduchotechnika: Popis výpočtu tepelné zátěže klimatizovaných prostor podle ČSN [online]. v Praze, 2011 [cit. 2019-04-18]. Dostupné z:http://www.users.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Podklady/01_Vypocet%20tepelne%20zateze.pdf
- [5] Komfovent [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <http://www.komfovent.com/residential-ventilation-units/domekt-r/405>
- [6] ZMRHAL, Vladimír. Sálavé chladicí systémy. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2009. ISBN 978-80-01-04318-9.
- [7] ZMRHAL, Vladimír. OPERATIVNÍ TEPLOTA V PROSTORU S CHLADICÍM STROPEM [online]., 1-5 [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/44543943-Operativni-teplota-v-prostoru-s-chladicim-stropem.html>
- [8] ZMRHAL, Vladimír. SÁLAVÉ CHLADICÍ SYSTÉMY 1.[online]. 1. června 2009 [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.asb-portal.cz/tzb/vetrani-a-klimatizace/salave-chladici-systemy-1>.
- [9] Variotherm: The ModuleStandardCeiling-Classic [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.variotherm.com/en/products/ceiling-coolingheating-drywall/technical-standard-classic.html>
- [10] In: ŠKORPÍK, Jiří. Transformační technologie: Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny[online]. 2017 [cit. 2019-04-18]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/38.html#menu>

- [11] Eurapo: Integrated comfort systems[online]. 2017 [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <https://www.eurapo.it/en/products>
- [12] Dimplex: LA 18S-TU [online]. [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <http://www.dimplex.de/en/heat-pumps/air-to-water/outdoor-installation/la18s-tu.html>
- [13] Secespol: TXE ARZ –Pozinkované[online]. [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <http://www.secespol.com/cz/produkty/nadr-e/akumula-ni-nadr-e-chladu/txe-arz-pozinkovane.html>
- [14] ROMAN, Vavříčka. Místní ztráty vodovodu[online]. 4. března 2013 [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~vavrirom/ZTI/mistni_ztraty_vodovod.pdf
- [15] IMI hydronic engineering: STK regulační šroubení[online]. [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <https://www.imi-hydronic.com/sites/EN/cs-cz/Produkty/vyva%C5%BEov%C3%A1n%C3%AD-regulace-a-pohony/vyva%C5%BEovac%C3%AD-ventily/regula%C4%8Dn%C3%AD-%C5%A1rouben%C3%AD/STK/8c9c9f10-d750-4189-b666-841fdb73bc18>
- [16] BAŠTA, Jiří. Návrh expanzní nádoby[online]. 16. října 2002 [cit. 2019-03-18]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/1156-navrh-expanzni-nadoby>
- [17] Reflex: Reflex NG [online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <http://reflex.cadprofi.com/reflex-ng?sort=pean&order=ASC&limit=25>
- [18] TZB info: Výpočet pojistného ventilu pro kotle a výměníky tepla[online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/43-vypocet-pojistneho-ventilu-pro-kotle-a-vymeniky-tepla>
- [19] Grundfos: Dimenzování[online]. [cit. 2019-04-18]. Dostupné z: <https://www.citacepro.com/dok/yDqO3UacOi9tWZsp>
- [20] 92/2012 Sb.: Vyhláška o požadavcích na minimální technické a věcné vybavení zdravotnických zařízení a kontaktních pracovišť domácí péče. In: 2012. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-92>
- [21] Vyhláška č. 284/2017 Sb.: Vyhláška, kterou se mění vyhláška č. 92/2012 Sb., o požadavcích na minimální technické a věcné vybavení zdravotnických zařízení a kontaktních pracovišť domácí péče. In: 2017. Dostupné také z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2017-284>

- [22] ČSN EN 15665 (127021): Větrání budov – Stanovení výkonových kritérií pro větrací systémy obytných budov. 2009.
- [23] Elektrodesign ventilátory s.r.o.[online]. 2009 [cit. 2019-04-19]. Dostupné z: <http://www.elektrodesign.cz/>
- [24] Lindab [online]. 2019 [cit. 2019-04-19]. Dostupné z: <http://www.lindab.com/global/pro/products/Pages/SHH.aspx>
- [25] Trox technic: The art of handling air[online]. 2019 [cit. 2019-04-19]. Dostupné z: <https://www.trox.cz/>
- [26] Venta: Sání přechod fasádní s klapkou a servopohonem SPF-SCM24GL[online]. 2019 [cit. 2019-04-19]. Dostupné z: <https://www.koupelny-venta.cz/37207,sani-prechod-fasadni-s-klapkou-a-servopohonem-spf-scm24gl.html?id=47012>
- [27] DRKAL, František, Miloš LAIN, Jan SCHWARZER a Vladimír ZMRHAL.VZDUCHOTECHNIKA. Praha: ČVUT, 2009.
- [28] IDEL'CHIK, I.E.Handbook of Hydraulic Resistance. 3, ilustrované vydání. Jaico Publishing House, 2005. ISBN 8179921182.
- [29] TRS, Milan. Dimenzování hlubinných vrtů pro tepelná čerpadla [online]. [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://www.gerotop.cz/dimenzovani-hlubinnych-vrtu>
- [30] Tepelná čerpadla IVT – švédská kvalita. Tepelná čerpadla IVT – švédská kvalita [online]. Copyright © 2003 [cit. 18.05.2019]. Dostupné z: <https://www.cerpadla-ivt.cz/>
- [31] RAUTHERM S [online]. 2019 [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://www.rehau.com/cz-cs/stavebnictvi-podnikatele/vytapeni-a-chlazení/plosne-vytapeni-chlazení/trubky-a--technika-spojovani>
- [32] Atrea [online]. 2019 [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <http://www.atrea.cz/>
- [33] ZMRHAL, Vladimír. Sálavé chladicí systémy (I). [online]. 2006, [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/3251-salave-chladici-systemy-i>
- [34] KAŇKA, Jan. Deklinace slunce v průběhu desetiletí. Světlo [online]. 2012, [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/denni-osvetleni-a-osluneni/8381-deklinace-slunce-v-prubehu-desetileti>

Seznam obrázků

Obrázek 2.1 - Pracovní cyklus tepelného čerpadla	15
Obrázek 3.1 - Příklad zapojení voda/voda	18
Obrázek 3.2 - Příklad zapojení země/voda	19
Obrázek 3.3 - Příklad zapojení vzduch/voda	19
Obrázek 3.4 - Příklad zapojení vzduch/vzduch	20
Obrázek 5.1 - Popis neznámých k stínění.....	30
Obrázek 6.1 – Schématické řezy základními konstrukcemi chladicích stropů [7]	42
Obrázek 6.2 - Sdílení tepla v prostoru s chladicím stropem [33]	43
Obrázek 6.3 - Řez trubkou RAUTHERM S [31].....	44
Obrázek 6.4 - Technické údaje trubky RAUTHERM S [31]	45
Obrázek 6.5 - Skladba chladicího stropu	46
Obrázek 6.6 - Skladba chladicího stropu – obývací pokoj.....	46
Obrázek 7.1 - Technický list pro IVT PremiumLine EQ E10 [30].	61
Obrázek 7.2 - Parametry tepelného čerpadla PremiumLine EQ E10 (výkony uvedeny v kW) [30].	62
Obrázek 7.3 - Schéma zapojení PremiumLine EQ E10.....	62
Obrázek 7.4 - Technický list akumulční nádrže.....	63
Obrázek 7.5 - Technický list zásobníku teplé vody.....	63
Obrázek 7.6 - Možné kombinace regulace PremiumLine EQ E10.....	65
Obrázek 7.7 - Technický list pro IVT AIR X 130 [30].	66
Obrázek 7.8 - Technický list vnitřní jednotky IVT AirBox E 130-170 [30].	67

Obrázek 7.9 - Parametry tepelného čerpadla IVT AIR X 130 (výkony uvedeny v kW) [30].	67
Obrázek 7.10 - Schéma zapojení AIR X [30].....	68
Obrázek 7.11 - Technický list akumulční nádrže [30].	68

Seznam tabulek

Tabulka 4-1 - Seznam použitých materiálů [2]	22
Tabulka 4-2 - Celkový odpor stěny 440 mm.....	23
Tabulka 5-1 - Rovnocenné sluneční teploty	35
Tabulka 5-2 - Tepelný zisk v určité hodině dne	37
Tabulka 5-3 - Celkový tepelný zisk maximální	38
Tabulka 5-4 - Celková tepelná ztráta budovy	40
Tabulka 6-1 – Parametry okruhů napojených místností	48
Tabulka 8-1 - Energetická bilance zdrojů energie	77
Tabulka 8-2 - Energie spotřebovaná za rok	78
Tabulka 8-3 – Porovnání nákladů tepelných čerpadel s jinými zdroji.....	79
Tabulka 8-4 - Roční náklady na kondenzační plynový kotel.....	80
Tabulka 8-5 - Roční náklady na elektrokotel	81
Tabulka 8-6 - Roční náklady na AIR X.....	81
Tabulka 8-7 - Roční náklady na PremiumLine EQ E10	82
Tabulka 8-8 - Stanovení hloubky vrtu [29].....	82
Tabulka 8-9 - Náklady tepelné čerpadlo PremiumLine EQ E10 [30].....	83
Tabulka 8-10 - Náklady na tepelné čerpadlo AIR X.....	83
Tabulka 8-11 - Náklady na jednotlivé zdroje	83

Seznam grafů

Graf 8-1 – Porovnání nákladů na provoz tepelných čerpadel s jinými zdroji.....	79
--	----

Seznam rovnic

(4.1) Součinitel prostupu tepla konstrukcí:	22
(5.1) Tepelný zisk od lidí:	25
(5.2) Vliv počtu lidí:	25
(5.3) Zisk svítidel:.....	25
(5.4) Zisk spotřebiče:	26
(5.5) Sluneční deklinace:	27
(5.6) Výška slunce nad obzorem:.....	27
(5.7) Azimut:	27
(5.8) Úhel mezi normálou osluněného povrchu svislé stěny a směrem slunečních paprsků:.....	28
(5.9) Intenzita přímé sluneční radiace:	28
(5.10) Intenzita difuzní sluneční radiace:.....	28
(5.11) Intenzita přímé sluneční radiace na plochu pro jižní stranu:.....	29
(5.12) Poměr propustnosti sluneční radiace oknem:	29
(5.13) Intenzita sluneční radiace procházející zasklením:	29
(5.14) Intenzita difuzní sluneční radiace:.....	30
(5.15) Délky stínů e_1 a e_2 :	31
(5.16) Osluněná plocha okna:	31
(5.17) Prostup tepla okny radiací:	32
(5.18) Tepelný tisk okny prostupem [3]:	33
(5.19) Prostup tepla stěnou:.....	33
(5.20) Průměrná rovnícenná sluneční teplota:	34

(5.21) Rovnocenná sluneční teplota na kolmou plochu:	34
(5.22) Tepelný zisk z neklimatizovaných prostor:	35
(5.23) Tepelný zisk větracím vzduchem:	36
(5.24) Tepelná ztráta prostupem:	38
(5.25) Ztráta prostupem i-tou konstrukcí:	39
(5.26) Ztráta tepelných vazeb:	39
(5.27) Ztráta větráním:	39
(5.28) Tepelná ztráta:	40
(6.1) Chladicí výkon stropu:	53
(6.2) Chladicí výkon okruhu:	53
(6.3) Součinitel tepelné propustnosti vrstev pod trubkami:	53
(6.4) Součinitel tepelné propustnosti vrstev nad trubkami:	54
(6.5) Charakteristické číslo stropu:	54
(6.6) Střední teplota chladicí vody:	54
(6.7) Místní ztráta pro ohyb:	55
(6.8) Rychlost proudění vody v potrubí:	55
(6.9) Hmotnostní průtok:	55
(6.10) Tlaková ztráta místními odpory:	56
(6.11) Reynoldsovo číslo	56
(6.12) Iterace podle Colebrookovy rovnice:	56
(6.13) Drsnost potrubí:	57
(6.14) Měrná tlaková ztráta třením:	57
(6.15) Tlaková ztráta třením:	57

(6.16) Celková tlaková ztráta okruhu:.....	57
(6.17) Teplota na vnější straně trubky:.....	58
(6.18) Teplota chladicí vody na vstupu:	58
(6.19) Měrný chladicí výkon:.....	58
(8.1) Prostup tepla okny na západ radiací:.....	72
(8.2) Tepelný zisk vnějšími stěnami:	73
(8.3) Tepelný zisk větracím vzduchem:.....	73
(8.4) Tepelná zátěž:.....	74
(8.5) Celková tepelná ztráta prostupem:	74
(8.6) Ztráta prostupem i-tou konstrukcí:	75
(8.7) Ztráta tepelných vazeb:	75
(8.8) Tepelná ztráta větráním:.....	75
(8.9) Celková tepelná ztráta:.....	75
(8.10) Energie ve vnitřním vzduchu:.....	76

Seznam příloh

Příloha 1: Součinitele prostupu tepla stavebních konstrukcí	96
Příloha 2: Půdorys 1. NP	98
Příloha 3: Půdorys 2. NP	99
Příloha 4: Návrh rozmístění rozvodů chladicího stropu 1.NP	100
Příloha 5:Návrh rozmístění rozvodů chladicího stropu 2. NP	101
Příloha 6: Technické údaje topné trubky RAUTHERM S.....	102
Příloha 7: Technický list IVT AIR X	103
Příloha 8: Technický list IVT PremiumLine EQ E	104
Příloha 9: Schéma zapojení AIR X (IVT).....	105
Příloha 10: Schéma zapojení PremiumLine EQ E (IVT).....	106

Seznam příloh na CD

Příloha CD: Výpočet tepelných zisků

Příloha CD: Výpočet tepelných ztrát

Příloha CD: Simulace klimatického roku pro vytápění a chlazení

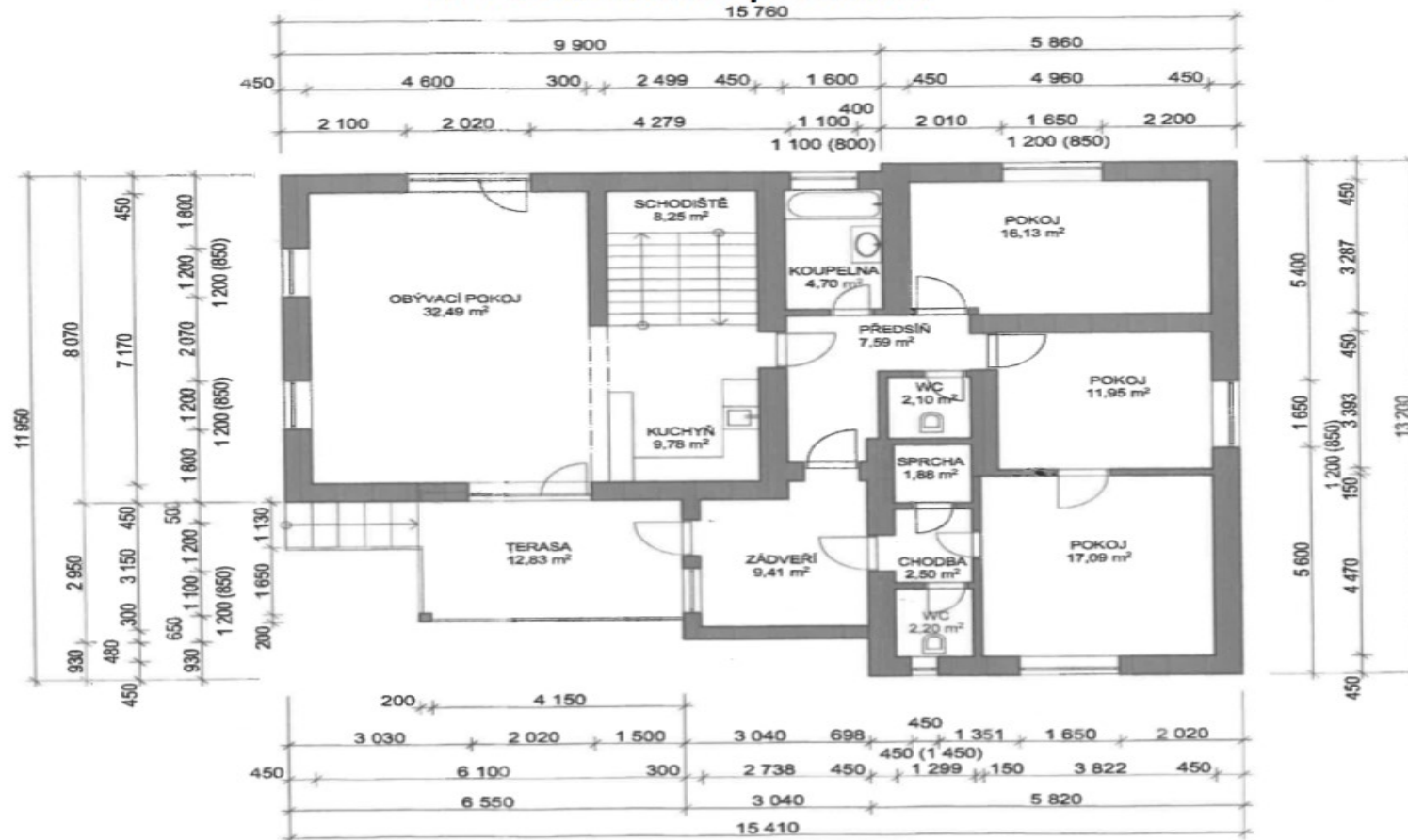
OBVODOVÁ STĚNA tl=440 mm					skladba stěny
MATERIÁL	d [m]	λ [W/m.K]	R [m ² .K/W]	U _k [W/m ² .K]	
odpor při přestupu tepla na vnitřní straně vodorovný tepelný tok			0.13		
omítka vápenná	0.02	0.88	0.022727		
Porotherm 44	0.44	0.117	3.760684		
omítka VPC	0.02	0.99	0.020202		
pastovitá omítka	0.002	0.74	0.002703		
silikonová omítka	0.02	0.18	0.111111		
odpor při přestupu tepla na vnější straně vodorovný tepelný tok			0.04		
celkový odpor stěny			4.087427		
				0.244653	CELKOVÉ U _k ZDI

STŘECHA/STROP 2NP					skladba stropu
MATERIÁL	d [m]	λ [W/m.K]	R [m ² .K/W]	U _k [W/m ² .K]	
odpor při přestupu tepla na vnitřní straně tepelný tok směrem dolů			0.17		
skelná vata	0.2	0.04	5.405405		
cementový potěr	0.05	1.20	0.041667		
dřevěný záklop tepelný tok kolmo k vláknům	0.05	0.22	0.227273		
dřevěné trámy + vzduchová mezera	0.26	0.625	0.416		
sádrokarton	0.0125	0.22	0.056818		
omítka VPC	0.02	0.99	0.020202		
odpor při přestupu tepla na vnitřní straně tepelný tok směrem dolů			0.17		
celkový odpor stěny			6.507365		
				0.153672	CELKOVÉ U _k STROPU

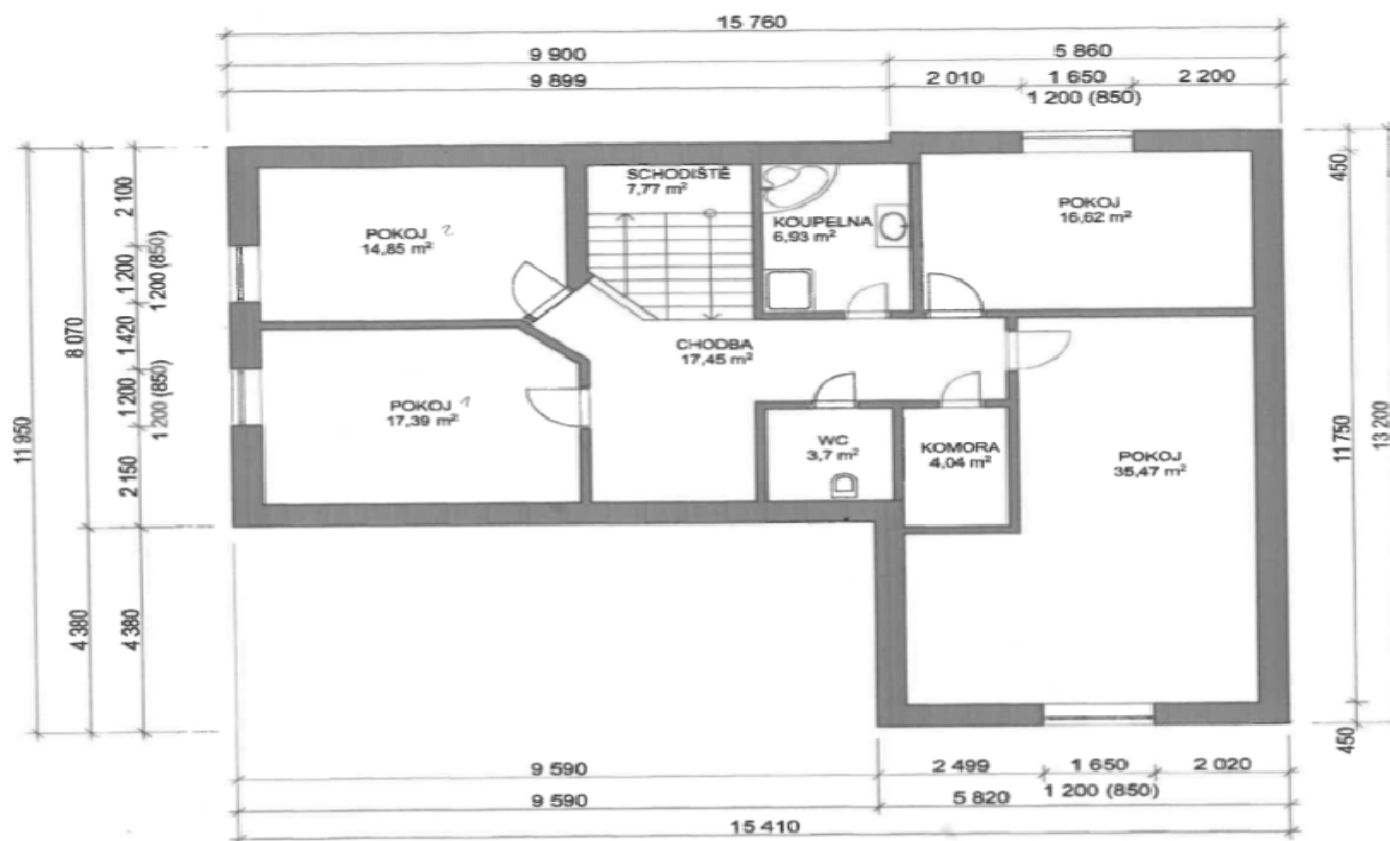
PODLAHA NAD SKLEPEM					skladba konstrukce
MATERIÁL	d [m]	λ [W/m.K]	R [m².K/W]	Uk [W/m².K]	
odpor při přestupu na vnitřní straně tepelný tok směrem nahoru			0.1		
PVC	0.02	0.19	0.105263		
cementový potěr	0.46	0.80	0.575		
podlahový EPS 200S	0.18	0.03	5.294118		
asfaltová lepenka	0.001	-	0		
železobet. deska	0.15	1.58	0.094937		
omítka VPC	0.02	0.99	0.020202		
odpor při přestupu tepla na vnější straně tepelný tok směrem nahoru			0.1		
celkový odpor stěny			6.28952	0.158995	

PODLAHA NAD TERÉNEM					skladba konstrukce
MATERIÁL	d [m]	λ [W/m.K]	R [m².K/W]	Uk [W/m².K]	
odpor při přestupu na vnitřní straně tepelný tok směrem nahoru			0.1		
PVC	0.02	0.19	0.105263		
cementový potěr	0.46	0.80	0.575		
podlahový EPS 200S	0.18	0.03	5.294118		
asfaltová lepenka	0.001	-	0		
železobet. deska	0.15	1.58	0.094937		
hutněný podsyp	0.1	-	0		
odpor při přestupu tepla na vnější straně tepelný tok směrem nahoru			0.1		
celkový odpor stěny			6.269318	0.159507	

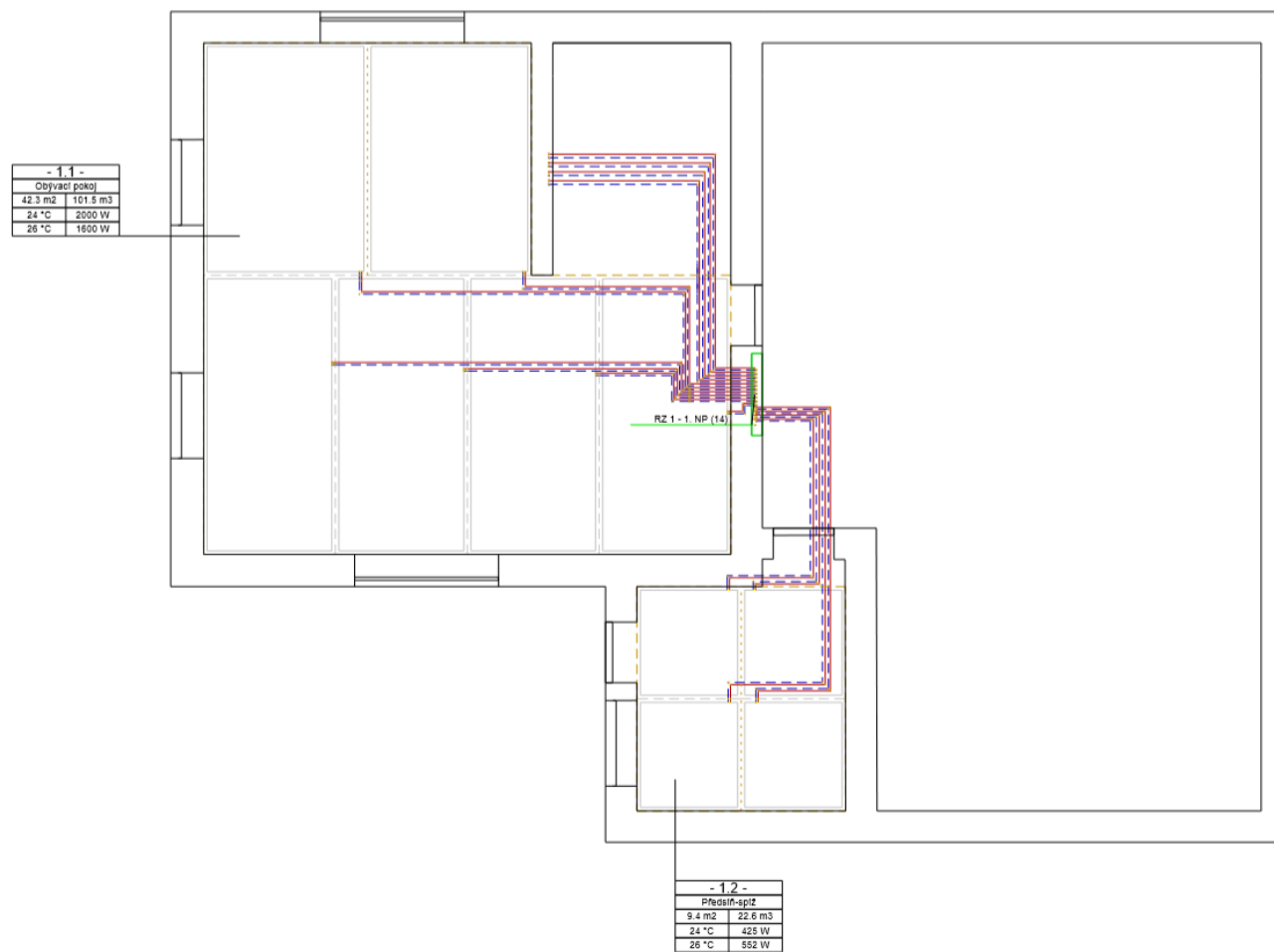
1. Nadzemní podlaží

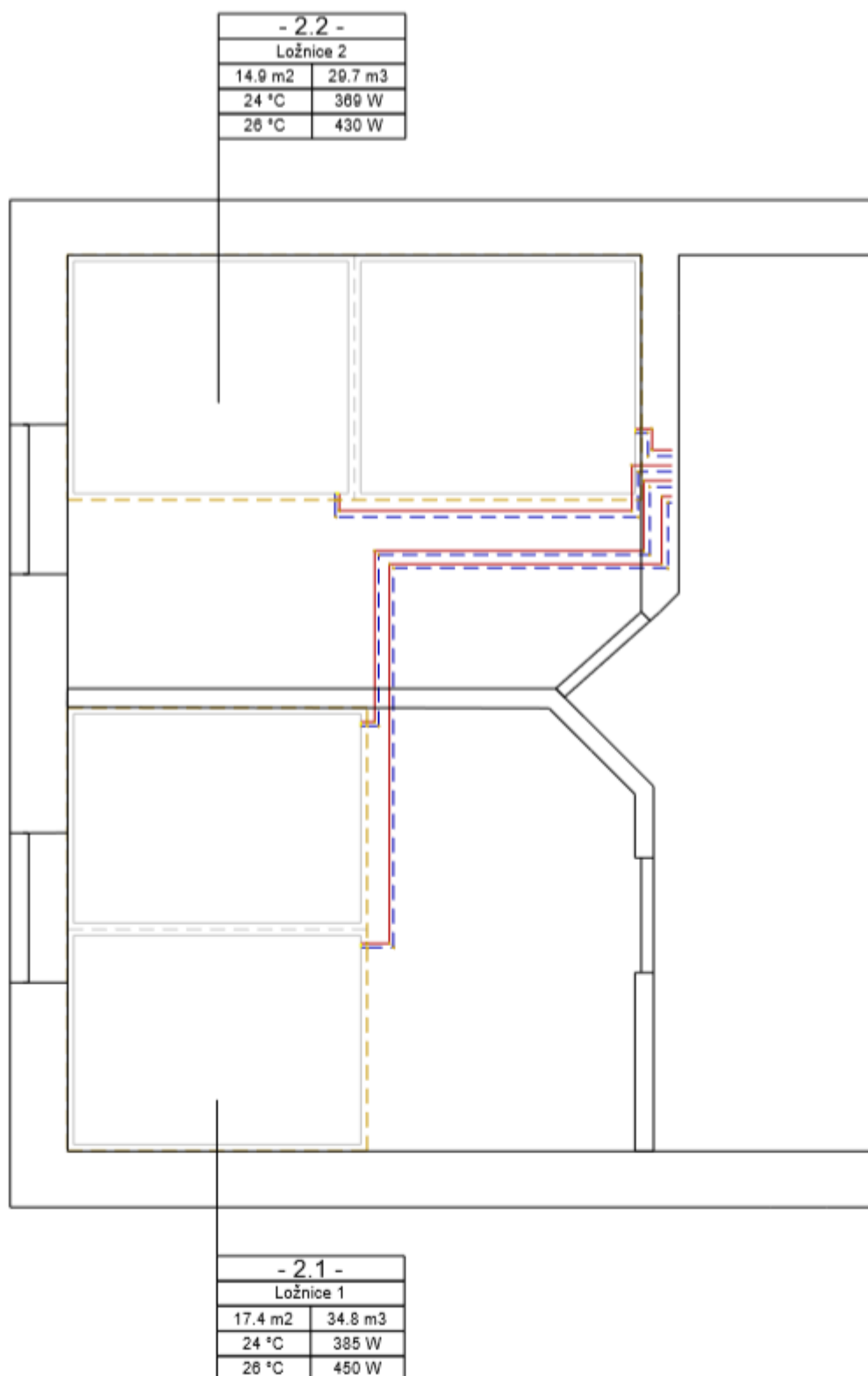



2. Nadzemní podlaží



Příloha 4: Návrh rozmístění rozvodů chladicího stropu 1.NP





Technické údaje	Jednotka	
		Topná trubka RAUTHERM S 
Materiál	—	PE-Xa opláštěna materiálem EVAL
Barva (povrch)	—	červená
Vrubová houževnatost při 20 °C	—	bez zlomu
Vrubová houževnatost při -20 °C	—	bez zlomu
Střední součinitel roztažnosti při pokládce s klipovým korýtkem Rozměr 16-40 Rozměr 50 a 63	[mm/ (m·K)]	0,15 — —
Tepelná vodivost	[W/(m·K)]	0,35
Drsnost trubky	[mm]	0,007
Provozní tlak (maximální)	[bar]	6
Provozní teplota maximálně minimálně	[°C]	90 —
Krátkodobá maximální teplota (při poruše)	[°C]	100
Difúze kyslíku (podle DIN 4726)	—	odolná vůči kyslíku
Materiálová konstanta C	—	12
Třída stavebního materiálu podle DIN 4102-1 Třída stavebního produktu podle DIN EN 13501-1	—	B2 E
Maximální/minimální teplota zpracování	[°C]	+50/–10
Minimální poloměr ohybu bez pomůcek d = průměr trubky	—	5 x d (při teplotě pokládky > 0 °C)
Minimální poloměr ohybu s ohýbací pružinou/nástrojem d = průměr trubky	—	—
Minimální poloměr ohybu s vodícími oblouky d = průměr trubky	—	5 x d
Dostupné rozměry	[mm]	10-32

IVT AIR X – vzduch/voda



- Vhodné do maximální tepelné ztráty 35 kW
- Plynule řízený výkon kompresoru
- Provedení MONOBLOK, propojení vodním okruhem
- Možnost využití jako klimatizace v letním období

Tepelné čerpadlo – venkovní jednotka		AIR X 50	AIR X 70	AIR X 90	AIR X 130	AIR X 170
Energetická třída - produkt		A++	A++	A++	A++	A++
Topný výkon při 7°C / 35°C ¹⁾ 100%	kW	5,0	7,0	9,0	13,0	17,0
Topný výkon při 7°C / 35°C ¹⁾ 40%	kW	2,15	2,98	3,43	5,11	6,20
Topný faktor při 7°C / 35°C ¹⁾ 40%		4,88	4,84	6,08	4,90	4,99
Topný výkon při 2°C / 35°C ¹⁾ 100%	kW	4,0	6,0	8,0	11,0	14,0
Topný výkon při 2°C / 35°C ¹⁾ 80%	kW	2,94	3,90	5,11	7,11	7,40
Topný faktor při 2°C / 35°C ¹⁾ 80%		4,02	4,13	4,22	4,05	4,03
Topný výkon při -7°C/35°C ¹⁾ 100%	kW	4,57	6,18	8,43	10,99	12,45
Topný faktor při -7°C / 35°C ¹⁾ 100%		2,59	2,82	2,92	2,85	2,55
SCOP ²⁾		4,69	4,72	4,85	4,84	4,81
Chladicí výkon při 35/18°C		5,9	8,7	9,8	11,1	11,9
EER		4,23	3,85	3,84	3,23	3,25
Elektrické napájení		230 V, 1N, AO, 50 Hz			400 V, 3N, AO, 50 Hz	
Užití pro tepelné čerpadlo	A	10	18	18	18	18
Max. el. příkon	kW	2,8	3,2	3,6	7,2	7,2
Množství chladiva R410A ³⁾	kg	1,7	1,75	2,35	3,3	4,0
Nominální průtok topným systémem	l/s	0,32	0,33	0,43	0,62	0,81
Interní tlaková ztráta TČ	kPa	9,7	7,8	10,6	15,8	22,9
Ventilátor (DO inverter), max. příkon	W	180			280	
Maximální průtok vzduchu	m³/h	4 500			7 300	
Hladina akustického tlaku v 1 m ⁴⁾	dB(A)	41	40	43	42	40
Hladina akustického výkonu ⁴⁾	dB(A)	54	53	55	55	53
Elektrické krytí		IP X4				
Maximální teplota topné vody	°C	60°C (do -5°C), 52°C (do -15°C)				
Rozměry (šířka x výška x hloubka)	mm	950 x 1370 x 440			1200 x 1680 x 550	
Hmotnost	kg	67	71	75	130	132
Připojení topného okruhu		G1" vnější závit				
Připojení odvodu kondenzátu		Plast 32 mm				
Odtávání		Horlím plynem přes čtyřcestný ventil				
Kompresor		Dvojitý rotační frekvenčně řízený, Mitsubishi Electric				
Provozní rozsah v režimu ohřevu	°C	-20°C / +35°C				
Funkce chlazení		ANO				
Štěrka hermeticky těsný okruh		ANO				

1) Hodnoty dle EN 14811, 2) Hodnoty dle EN 14825, 3) GWP100 = 1980, 4) dle EN 12102 (7/35°C, 40 %).



Vybavení tepelného čerpadla

- Vynímaná vana pro odvod kondenzátu
- Konzole

IVT PremiumLine EQ E – země/voda



- Vhodné do maximální tepelné ztráty 25 kW
- Vestavěný elektrokotel a ventil pro připojení externího zásobníku
- Elektronicky řízená oběhová čerpadla na teplé i studené straně

TEPELNÉ ČERPADLO		E6	E8	E10	E13	E17
Energetická třída - produkt		A++	A++	A++	A++	A++
Výkon při 0°C / 35°C ¹⁾	kW	5,8	7,6	10,4	13,3	17,0
Príkon	kW	1,32	1,63	2,19	2,50	3,64
Topný faktor při 0°C / 35°C		4,4	4,7	4,8	4,8	4,7
Výkon při 0°C / 45°C ²⁾	kW	5,8	7,6	10,0	12,5	16,1
Príkon	kW	1,85	2,03	2,83	3,37	4,47
Topný faktor při 0°C / 45°C		3,4	3,6	3,6	3,6	3,6
Vestavěný elektrický kotel 9 kW		Kaskádové otopný a výkony 3–8–9 kW				
Nominální průtok na studeném okruhu	l/s	0,38	0,47	0,64	0,83	1,08
Vestavěné čerpadlo - externí tlak	kPa	55	90	100	95	94
Max. tlak na studeném okruhu	bar	4				
Objem studeného okruhu v TÖ	l	6				
Nominální průtok na teplém okruhu	l/s	0,20	0,28	0,38	0,48	0,58
Max. tlak na teplém okruhu	bar	3				
Objem teplého okruhu v TÖ	l	7				
Pojistka při dotopu 3 / 6 / 9 kW	A	10/16/20	16/16/20	16/20/25	16/25/25	20/25/32
Startovací proud bez softstartéru/ se softstartérem ³⁾	A	27/-	38/27,5	45/29,5	53/25,5	66/<30
Max. příkon kompresoru	kW	2,5	3,0	4,1	5,5	7,0
Max. proud kompresoru	A	4,2	5,0	6,6	9,0	11,6
Hladina akustického výkonu Lw ⁴⁾	dB(A)	51	52	51	48	47
Hmotnost	kg	144	167	167	166	192
Připojení na studeném okruhu	mm	Ou 25		Ou 35		
Připojení na teplém okruhu	mm	Ou 22		Ou 28		
Množství chladiva	kg	1,55	1,95	2,4	2,55	2,8
Chladící médium		Bezfreonové chladivo R 410A				
Max. tlak kompresorového okruhu	bar	42				
Rozměry (š x h x v)	mm	600 x 645 x 1620				
Elektrické zapojení		400 V, N5 fáze				
Elektrické krytí		X1				
Výměnitky		Nerezové deskové				
Kompresor		Scorol Copeland				
Rozsah teplot studeného okruhu		-5 až 20 °C				
Max. výstupní teplota topné vody		62°C				
Vestavěná ekvitermní regulace		Ekvitermní REGO 1000				

¹⁾ Při podmínkách +35 °C na vstupu a teplotního čerpadla a 0 °C na vstupu do teplotního čerpadla. (podle evropské normy EN 14811) ²⁾ Při podmínkách +45 °C na vstupu a teplotního čerpadla a 0 °C na vstupu do teplotního čerpadla. (podle evropské normy EN 14811) ³⁾ Tepelné čerpadlo možno objednat vč. softstartéru, výjma modelu IVT PremiumLine EQ E6 4) dle EN 12132 (p. 55°C)



Vybavení vnitřní jednotky

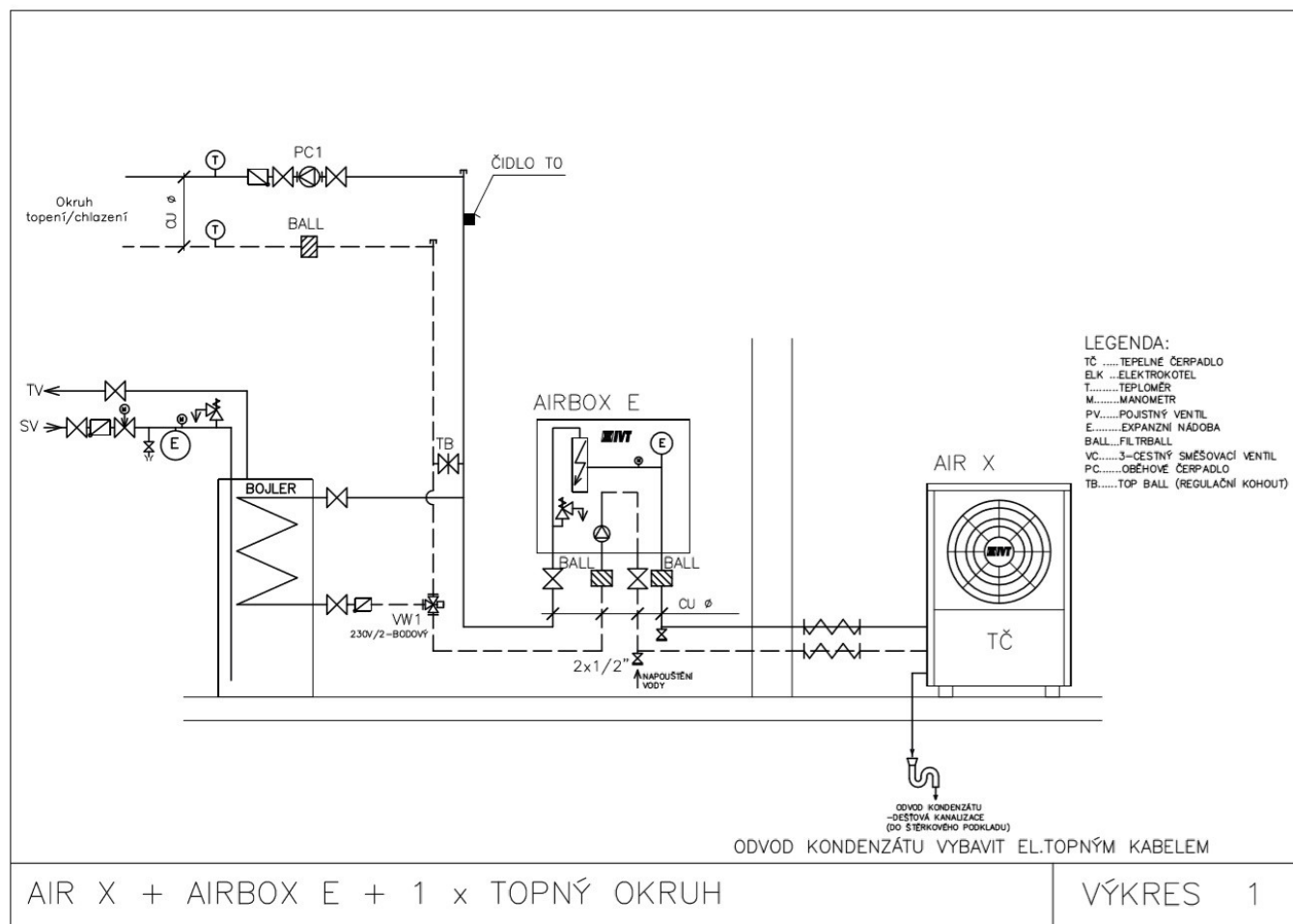
Instalováno uvnitř

- Kompresor Scorol Copeland.
- Trojcestný ventil pro připojení externího zásobníku teplé vody.
- Elektrický kotel a kaskádním otopným 3–8–9 kW
- Ekvitermní regulátor REGO 1000 s kaskádním řízením dvou teplotních čerpadel a možným připojením vnitřního čidla s dálkovým ovládním. Možnost rozšíření regulátoru pro řízení až tří směšovaných okruhů, řízení ohřevu bazény a pasivního chlazení.
- Elektronicky řízená oběhová čerpadla WLO primárního i sekundárního okruhu.
- Pružné hadice pro tlumení ohřevu teplotního čerpadla.
- Tlumící kryt kompresoru.

V příslušenství (zahříváno v ceně)

- Expanzní nádoca s pojistným ventilem primárního okruhu, filtry pro primární i sekundární okruh (flterbal), pínací sestava.
- Venkovní čidlo pro ekvitermní regulátor.
- Možno dodat včetně softstartéru.

Příloha 9: Schéma zapojení AIR X (IVT)



Příloha 10: Schéma zapojení PremiumLine EQ E (IVT)

